

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Konstrukční návrh zámku pátých dveří osobního automobilu

Design of a Lock of the Fifth Door of a Car

Student:

Bc. Roman Kučera

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Kaláb Květoslav, Ph.D.

Ostrava 2014

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra částí a mechanismů strojů

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Roman Kučera**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
Téma: **Konstrukční návrh zámku pátých dveří osobního automobilu**  
**Design of a Lock of the Fifth Door of a Car**

### Zásady pro vypracování:

Proveďte konstrukční návrh 5. dveří osobního vozidla. Podle zadavatele diplomové práce firmy BRANO je maximální hmotnost zámku 0,6 [kg], maximální otevírací síla 30 [N], maximální zavírací síla 100 [N], pevnost zámku  $F_2=4,5$  [kN],  $F_1=2$  [kN],  $F_3=2$  [kN]. Zámek bude ovládán elektricky a mechanicky. Vypracujte sestavný výkres a dílenské výkresy rohatky a určené součásti převodového mechanismu.

### Seznam doporučené odborné literatury:

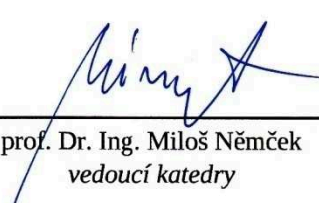
BOLEK, A., KOCHMAN, J. AKOL. *Části strojů I a II*. Praha: SNTL, 1989. 776s. ISBN 80-03-0046-7.  
DEJL Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů*. Montanex a.s., Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3.  
BRÁT V., ROSENBERG J., JÁČ V.: *Kinematika*. SNTL/ALFA, Praha, 1987.  
MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 72 s. ISBN 978-80-248-0878-9.  
SHIGLEY, J., E., MISCHKE CH., R., BUDYNAS R., G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

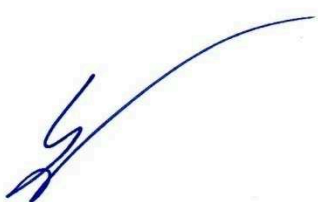
Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014

  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry

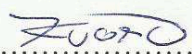


  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě ..... 13.5.2014 .....


.....  .....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, же Высoкá škola báňská – Technická univerzita Ostrava, (dále jen VŠB-TUO), má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, же odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č.111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 13.5.2014 .....

.....  


podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Roman Kučera

Adresa trvalého pobytu studenta: 8. Května 764, Velká Bystřice, 78353

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KUČERA R. *Konstrukce zámku pátých dveří osobního automobilu*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů 347, 2014, 53 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Kaláb Květoslav, Ph.D.

Diplomová práce zahrnuje ve své zprávě konstrukční návrh zámku pátých dveří pro osobní automobil. Zámek pátých dveří je ovládán mechanickým a elektrickým způsobem. Požadavky, které stanovil zadavatel jsou hmotnost zámku, pevnost zámku a otevírací a zavírací síla zámku. Před konstrukčním návrhem zámku pátých dveří se nejprve vytvoří řešerže na již provedené zámky pátých dveří, které se používají na trhu. Po prozkoumání jednotlivých typů zámků se vytvořil vhodný konstrukční návrh tak, aby byl schopen splnit požadavky dané zadavatelem. Součástí diplomové zprávy je výkresová dokumentace sestavy zámku pátých dveří a převodového členu, která byla vytvořena v 3D programu.

## ANOTATION OF THESIS WORK

KUČERA, R. *Design of a Lock of the Fifth Door of a Car*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machineparts and Mechanism – 347, 2014, 53 p. Thesis head: doc. Ing. Kaláb Květoslav, Ph.D.

The thesis includes in own report the Design of an Automobile fifth door Locking Device. Lock of the fifth door is controlled by mechanical and electrical means. Requirements set by the customer are mass lock, the strenght of lock and the opening and closing force the lock. Before engineering design of lock the fifth door will performed analysis already made locks of the fifth door, which they appear on the market. After examination of the different type of locks it is create a good engineering design so that it was able fulfill the requirements of the customer. The part of thesis is drawings lock of the fifth door assembly and the transmission member, which was created in 3D software.

# Obsah

<b>Seznam použitých značek a symbolů .....</b>	<b>8</b>
<b>Úvod .....</b>	<b>12</b>
<b>1 Cíle diplomové práce .....</b>	<b>12</b>
<b>2 Požadavky zadavatele firmy Brano na zámek pátých dveří osobního automobilu ..</b>	<b>13</b>
2.1 Hmotnost zámku .....	13
2.2 Pevnost zámku .....	13
2.3 Otevírací síla .....	13
2.4 Zavírací síla .....	13
<b>3 Stručné představení firmy Brano a.s. ....</b>	<b>14</b>
3.1 Historie firmy Brano, a.s. ....	14
<b>4 Rešerže zámků pátých dveří osobních automobilů .....</b>	<b>15</b>
4.1 Zámek pátých dveří pro automobily Volkswagen Touran a Škoda Fabia 2007 .....	15
4.2 Zámek pátých dveří pro automobil Škoda Yeti a Tiguan 2009 .....	15
4.3 Zámek pátých dveří pro automobil Audi A4 a Audi A6 2010 .....	16
<b>5 Popis konstrukčního návrhu zámku pátých dveří .....</b>	<b>17</b>
<b>6 Popis elektrického ovládání zámku pátých dveří .....</b>	<b>19</b>
<b>7 Popis mechanického ovládání zámku pátých dveří .....</b>	<b>20</b>
<b>8 Pevnostní kontrola zámku pátých dveří .....</b>	<b>21</b>
8.1 Výpočet napětí zámku pátých dveří .....	24
a) Výpočet napětí při zatížení silou $F_1 = 2\text{kN}$ .....	24
b) Výpočet napětí při zatížení silou $F_2 = 4,5\text{kN}$ .....	25
c) Výpočet napětí při zatížení silou $F_3 = 2\text{kN}$ .....	26
<b>9 Návrh a výpočet zkrutných pružin zámku pátých dveří .....</b>	<b>27</b>
9.1 Návrh a výpočet zkrutné pružiny rohatky .....	27
9.2 Návrh a výpočet zkrutné pružiny západky .....	32
<b>10 Návrh a výpočet geometrie šnekového soukolí .....</b>	<b>35</b>
10.1 Výpočet geometrie šneku .....	36
10.2 Výpočet geometrie šnekového kola .....	38
10.3 Společná geometrie šnekové soukolí .....	40
<b>11 Výpočet a kontrola ne-samosvornosti šnekového soukolí .....</b>	<b>42</b>
11.1 Volba elektromotoru .....	42
11.2 Parametry šnekového soukolí .....	43
11.3 Podmínka ne-samosvornosti šnekového soukolí .....	44

<b>12</b>	<b>Návrh a výpočet spirálové pružiny šnekového kola .....</b>	<b>45</b>
<b>13</b>	<b>Výpočet zatěžující síly a kontrola pružného ramene ovládací páčky.....</b>	<b>49</b>
<b>14</b>	<b>Výpočet skutečné otevírací síly <math>F_{\text{otv.}}</math> .....</b>	<b>51</b>
14.1	Výpočet skutečné otevírací síly $F_{\text{otv.}}$ pomocí elektrického ovládání.....	51
14.2	Výpočet skutečné otevírací síly $F_{\text{otv.}}$ pomocí mechanického ovládání .....	52
<b>15</b>	<b>Závěr.....</b>	<b>53</b>
<b>16</b>	<b>Použitá literatura .....</b>	<b>54</b>
<b>17</b>	<b>Seznam příloh .....</b>	<b>55</b>

## Seznam použitých značek a symbolů

$F_{\text{otv.max}}$	maximální otevírací síla zámku	[N]
$F_{\text{zav.max}}$	maximální zavírací síla zámku	[N]
$F_1$	zatěžující síla na zámek ve směru 1	[N]
$F_2$	zatěžující síla na zámek ve směru 2	[N]
$F_3$	zatěžující síla na zámek ve směru 3	[N]
$R_e$	mez kluzu v tahu	[MPa]
$R_m$	mez pevnosti v tahu	[MPa]
$A$	tažnost	[%]
$\alpha$	sklon z mezi kluzu k mezi pevnosti materiálu	[MPa]
$\sigma_{1\text{HMH}}$	největší redukované napětí při zatěžující síle $F_1$	[MPa]
$\sigma_{2\text{HMH}}$	největší redukované napětí při zatěžující síle $F_2$	[MPa]
$\sigma_{3\text{HMH}}$	největší redukované napětí při zatěžující síle $F_3$	[MPa]
$d_p$	průměr drátu pružiny rohatky a západky	[mm]
$D_{p2}$	vnitřní průměr pružiny rohatky a západky	[mm]
$R_{1p}$	rameno pracovní síly vyvinuté pružinou rohatky a západky	[mm]
$R_{2p}$	rameno podpůrné síly vyvinuté pružinou rohatky a západky	[mm]
$n_p$	počet činných závitů pružiny rohatky a západky	[-]
$\sigma_{\text{dov}}$	dovolené napětí v ohybu materiálu pružiny rohatky a západky	[MPa]
$E_p$	modul pružnosti v tahu pružiny rohatky a západky	[MPa]
$\varphi_{1p}$	minimální úhel pracovního ramene pružiny rohatky a západky	[°]
$D_p$	střední průměr pružiny rohatky a západky	[mm]
$M_{1p}$	krouticí moment v předepjatém stavu pružiny rohatky a západky	[N.m]
$F_{1p}$	pracovní síla v předepjatém stavu pružiny rohatky a západky	[N]
$\Delta\varphi_p$	úhel pracovního zdvihu pružiny rohatky a západky	[°]
$\varphi_{2p}$	maximální úhel pracovního ramene pružiny rohatky a západky	[°]
$M_{2p}$	krouticí moment v plně zatíženém stavu pružiny rohatky a západky	[N.m]
$F_{2p}$	pracovní síla v plně zatíženém stavu pružiny rohatky a západky	[N]



$K_{0p}$	součinitel koncentrace napětí pružiny rohatky a západky	[-]
$i_p$	poměr vinutí pružiny rohatky a západky	[-]
$\sigma_{1p}$	ohybové napětí materiálu v předepjatém stavu pružiny rohatky a západky	[MPa]
$\sigma_{2p}$	ohybové napětí materiálu v plně zatíženém stavu pružiny rohatky a západky	[MPa]
$b_{sp}$	šířka pásu spirálové pružiny	[mm]
$t_{sp}$	tloušťka pásu spirálové pružiny	[mm]
$n_{sp}$	počet činných závitů spirálové pružiny	[-]
$\alpha_{1sp}$	minimální úhel pracovního ramene spirálové pružiny	[°]
$\alpha_{2sp}$	maximální úhel pracovního ramene spirálové pružiny	[°]
$\Delta\alpha_{sp}$	úhel pracovního zdvihu spirálové pružiny	[°]
$R_{isp}$	vnitřní poloměr spirálové pružiny	[mm]
$R_{esp}$	vnější poloměr spirálové pružiny	[mm]
$K_{sp}$	momentová tuhost pružiny spirálové pružiny	[N.mm]
$L_{sp}$	účinná délka pružiny spirálové pružiny	[mm]
$K_{bsp}$	korekční součinitel napětí v ohybu	[-]
$E_{sp}$	modul pružnosti spirálové pružiny v tahu	[MPa]
$R_{msp}$	mez pevnosti spirálové pružiny v tahu	[MPa]
$M_{sp1}$	krouticí moment spirálové pružiny v předepjatém stavu	[N.mm]
$M_{sp2}$	krouticí moment spirálové pružiny v plně zatíženém stavu	[N.mm]
$\sigma_{sp1}$	ohybové napětí spirálové pružiny v předepjatém stavu	[MPa]
$\sigma_{sp2}$	ohybové napětí spirálové pružiny v plně zatíženém stavu	[MPa]
$\sigma_{dovsp}$	dovolené napětí v ohybu materiálu spirálové pružiny	[MPa]
$Z_2$	počet zubů šnekového kola	[-]
$Z_1$	počet zubů šneka	[-]
$b_1$	pracovní délka šneku	[mm]
$b_2$	pracovní délka šnekového kola	[mm]
$\alpha$	úhel profilu zubu šnekového soukolí	[°]
$ha^*$	součinitel výšky hlavy zubu šnekového soukolí	[-]

$c^*$	součinitel hlavové vůle šnekového soukolí	[-]
$r_f$	součinitel poloměru zaoblení šnekového soukolí	[-]
$q$	součinitel průměru šneku	[-]
$m_n$	modul normálový šnekového soukolí	[-]
$x$	součinitel posunutí profilu šnekového soukolí	[-]
$v^*$	součinitel hlavového převýšení šnekového soukolí	[-]
$u$	převodové číslo šnekového soukolí	[-]
$d_1$	roztečný průměr šnekového soukolí	[mm]
$d_a$	hlavový průměr šnekového soukolí	[mm]
$d_f$	patní průměr šnekového soukolí	[mm]
$d_w$	valivý průměr šnekového soukolí	[mm]
$h_a$	výška hlavy zubu šnekového soukolí	[mm]
$h_f$	výška paty zubu šnekového soukolí	[mm]
$\gamma$	úhel stoupání šnekového soukolí	[°]
$s_n = e_n$	tloušťka zubu a šířka mezery v rovině normálové šnekového soukolí	[mm]
$s_x = e_x$	tloušťka zubu a šířka mezery v rovině osové šnekového soukolí	[mm]
$a$	roztečná vzdálenost šnekového soukolí	[mm]
$a_w$	osová vzdálenost šnekového soukolí	[mm]
$d_{ae}$	průměr hlavového válce šnekového kola	[mm]
$m_x$	osový modul šnekového soukolí	[mm]
$m_t$	čelní modul šnekového soukolí	[mm]
$p = p_n$	rozteč v normálové rovině šnekového soukolí	[mm]
$p_t$	rozteč v čelní rovině šnekového soukolí	[mm]
$\alpha_x$	úhel profilu zubu v čelní rovině šnekového soukolí	[°]
$L$	stoupání šneku v osové rovině	[mm]
$P$	výkon elektromotoru a šnekového kola	[W]
$n$	otáčky elektromotoru a šnekového kola	[ot.min]
$M_k$	krouticí moment elektromotoru a šnekového kola	[N.mm]
$n$	otáčky elektromotoru a šnekového kola	[ot.min]

$v_k$	kluzná rychlost šneku	[m.s]
$\varphi$	třecí úhel šnekového soukolí	[°]
$\eta_s$	účinnost šnekového soukolí	[-]
$F_{otv.pac}$	otevírací síla ovládací páčky	[N]
$l$	délka ramene k otevírací síle	[mm]
$z$	délka ramene k otevírací síle ovládací páčky	[mm]
$o$	délka ramene k vetknutí ovládací páčky	[mm]
$\sigma_{otv.pac}$	ohybové napětí ovládací páčky	[MPa]
$b$	šířka pružného ramene ovládací páčky	[mm]
$h$	výška pružného ramene ovládací páčky	[mm]
$M_{skut.}$	skutečný krouticí moment mechanického a elektrického ovládání	[MPa]
$F_{ovl.skut.}$	skutečná otevírací síla mechanického a elektrického ovládání	[N]
$w$	rameno ke skutečné otevírací síle elektrického ovládání	[mm]
$r$	rameno ke skutečné otevírací síle mechanického ovládání	[mm]

## Úvod

Diplomová zpráva se zabývá konstrukčním návrhem zámku pátých dveří osobního automobilu a splňuje všechny požadavky, které stanovil zadavatel diplomové práce.

Zámek pátých dveří je prvek v automobilech, který slouží k odemknutí či zamknutí pátých dveří. Zámek je ovládán elektrickým i mechanickým způsobem.

V současných automobilech se používá jak mechanický tak elektrický způsob ovládání. Elektrický způsob ovládání je v zámcích řešen pomocí elektromotorku, který pohání převodové ústrojí. Elektrický způsob ovládání je obohacen mikrospínačem, který slouží k vypnutí elektromotorku a navíc k signalizaci otevřeného a zavřeného stavu zámku. Mechanický způsob ovládání se ovládá pomocí bowdenu a madla či pomocí různých táhel.

Konstrukce zámku pátých dveří musí být vytvořena tak, aby splňovala správnou funkci otevření a zavření zámku. Na zámek se provádí technické zkoušky např. pevnostní zkouška na zámek, zkouška životnosti na zámku, korozivní zkouška či zkouška prašnosti.

## 1 Cíle diplomové práce

S ohledem na splnění zadání diplomové práce byly stanoveny tyto dílčí cíle diplomové práce.

- Pevnostní kontrola zámku pátých dveří ve třech směrech
- Návrh a kontrolní výpočet zkrutných pružin rohatky a západky
- Návrh a výpočet geometrie šnekového soukolí
- Návrh a kontrolní výpočet spirálové pružiny
- Kontrolní výpočet pružného ramene ovládací páčky
- Výpočet skutečné otevírací síly elektrického ovládání
- Výpočet skutečné otevírací síly mechanického ovládání
- Výkresová dokumentace sestavy zámku pátých dveří
- Výkresová dokumentace šnekového kola

## **2 Požadavky zadavatele firmy Brano a.s. na zámek pátých dveří osobního automobilu**

Požadavky, které byly stanoveny zadavatelem, vyplynuly z podmínek během funkce a provozu automobilu z víceletých zkušeností.

### **2.1 Hmotnost zámku**

Maximální hmotnost zámku je  $m_{\max} = 600\text{g}$ . Materiály pro jednotlivé díly zámku musí být navrženy tak, aby splňovaly daný požadavek.

### **2.2 Pevnost zámku**

Nejdůležitější požadavek pro kontrolu návrhu zámku pátých dveří je pevnostní kontrola zámku. Pevnostní kontrola se po návrhu a výrobě bude zkoušet na trhacím stroji a to ve třech osách jednotlivě silami  $F_1 = 2\text{kN}$ ,  $F_2 = 4,5\text{kN}$  a  $F_3 = 2\text{kN}$ . Podmínkou je, aby nedošlo k roztržení zámku či k rozpojení zámku se třmenem.

### **2.3 Otevírací síla**

Požadavek pro otevření zámku mechanickým a elektrickým způsobem je otevírací síla na zámek. Podmínkou je navrhnout způsob otevírání tak, aby otevírací síla nebyla vyšší než stanovil zadavatel a tj.  $F_{\text{otv.max.}} = 30\text{N}$ .

### **2.4 Zavírací síla**

Požadavek pro zavření zámku mechanickým a elektrickým způsobem je zavírací síla na zámek. Podmínkou je navrhnout způsob zavírání tak, aby zavírací síla nebyla vyšší než stanovil zadavatel a tj.  $F_{\text{zav.max.}} = 100\text{N}$ .

### **3 Stručné představení firmy Brano a.s.**

Firma Brano a.s. s hlavním střediskem v Hradci nad Moravicí patří do skupiny Brano Group, která je představitelem v oblasti automobilového průmyslu v Moravskoslezském kraji. Tato firma se zaměřuje převážně na výrobu zámků do dveří i kapot osobních i nákladních automobilů. Dalším vyráběným sortimentem jsou např. autozvedáky či pedálová ústrojí nebo páky ručních brzd.

#### **3.1 Historie firmy Brano, a.s.**

Před vznikem firmy Brano a.s., zde jako první byla továrna, která se zabývala výrobou železářského zboží od roku 1862 do 2. světové války. Během 2. světové války se továrna musela podřídit německé armádě. Po 2. světové válce se továrna mění na Branecké železářny, které se specializují na výrobu zavíračů dveří, stavebního kování či kladkostroje.

V roce 1992 dochází k založení firmy Brano a.s. se sídlem v Hradci nad Moravicí. Od roku 2000 firma Brano a.s. funguje jako akciová společnost, která se zapojuje do skupiny Brano Group a.s. Skupina Brano Group se skládá z více podniků a to např. Branomarket s.r.o., Brano Slovakia, s.r.o. či Deltacol, s.r.o. a nebo Branomarket, s.r.o., který funguje na území ruské federace.

Firma Brano a.s. klade převážně důraz na kladné vztahy s partnery na celosvětovém trhu a tím vhodně splňovala představy a podmínky odběratelů.

## 4 Rešerže zámků pátých dveří osobních automobilů

Před vlastním konstrukčním návrhem byla provedena rešerše zámku pátých dveří.

### 4.1 Zámek pátých dveří pro automobily Volkswagen Touran a Škoda Fabia 2007

Prvním představitelem zámku pátých dveří je na obr. 4.1. Tento typ zámku se ovládá jak mechanickým, tak elektrickým způsobem otevírání. Zámek obsahuje kovové tak plastové díly s ohledem na hmotnost zámku. Konstrukce tohoto zámku je provedena tak, aby odolala technickým zkouškám.

Zámek je použit např. v automobilech Volkswagen Touran a nebo Škoda Fabie 2007 (Obr. 4.2 a Obr. 4.3)



Obr. 4.1 Zámek pátých dveří [11]



Obr. 4.2 Volkswagen Touran 2008 [13]

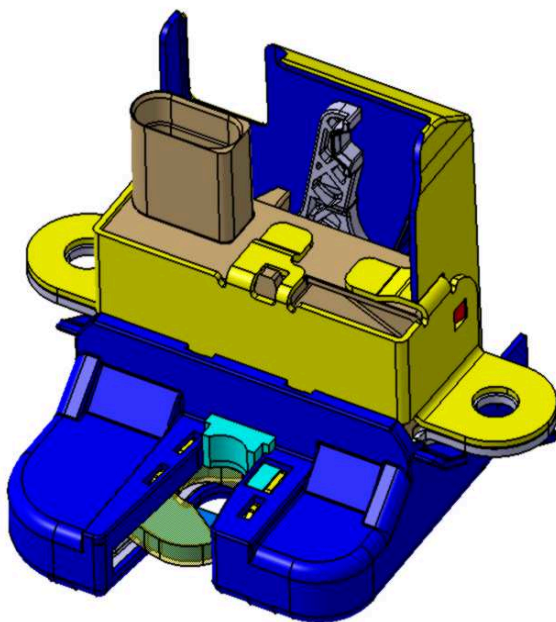


Obr. 4.3 Škoda Fabia 2007 [12]

### 4.2 Zámek pátých dveří pro automobil Škoda Yeti a Tiguan 2009

Konstrukce tohoto zámku je znázorněna na obr. 4.4, který se ovládá obdobně jak mechanickým, tak elektrickým způsobem. Elektrický způsob otevírání zde zajišťuje elektromotorek přes ozubené soukolí a pohybový šroub, na kterém se pohybuje matice, která otevírá zámek. Mechanický způsob otevírání vykonává páčka, která je ovládaná táhlem přes madlo.

Na obr. 4.5 a 4.6 jsou automobily, do kterých se tento zámek montuje.



Obr. 4.4 Zámek pátých dveří [11]



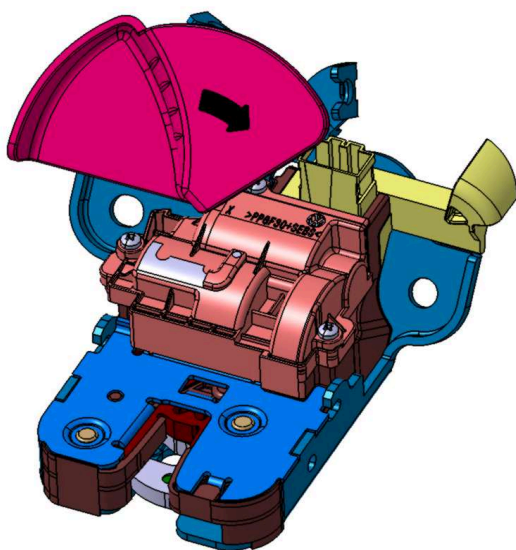
Obr. 4.5 Škoda Yeti 2009 [10]



Obr. 4.6 Tiguan 2009 [10]

#### 4.3 Zámek pátých dveří pro automobil Audi A4 a Audi A6 2010

Pro vozy Audi A4 obr. 4.8 a Audi A6 2010 obr. 4.9 byl navržen zámek pátých dveří obr. 4.7, který se ovládá mechanicky pomocí bowdenu a madla a elektricky přes ozubené soukolí. Pro případ selhání uvedených způsobů otevírání se zámek otevře madlem přímo na zámku.



Obr. 4.7 Zámek pátých dveří [11]



Obr. 4.8 Audi A4 2010 [9]



Obr. 4.9 Audi A6 2010 [9]

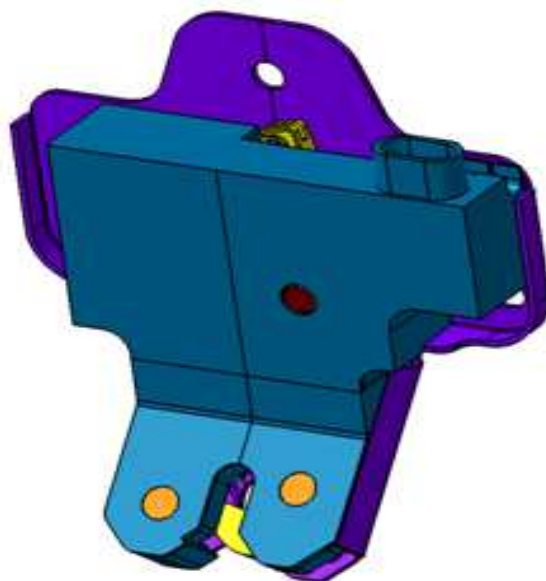


## 5 Popis konstrukčního návrhu zámku pátých dveří

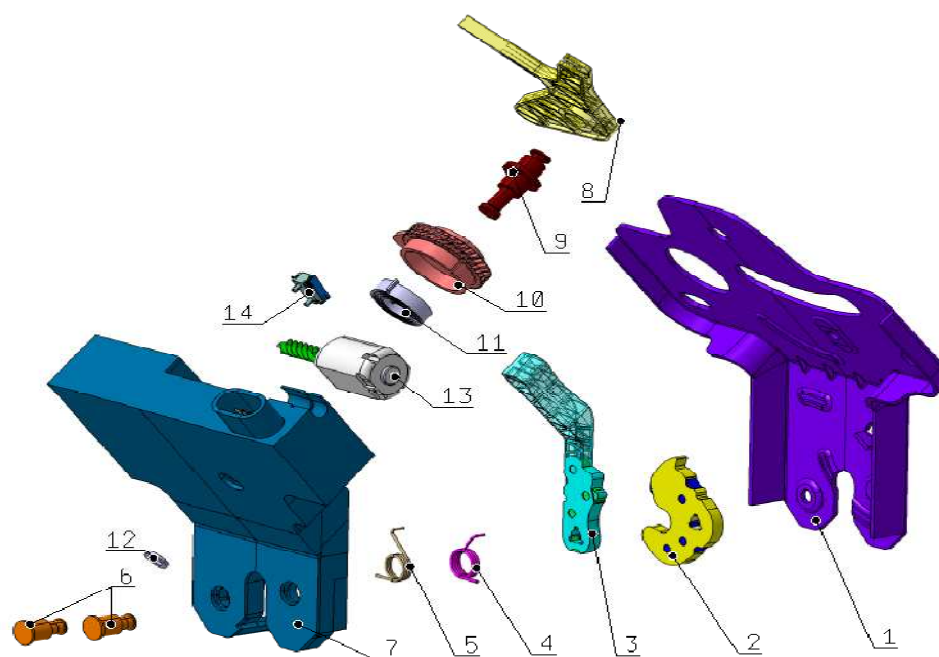
Vlastní konstrukční návrh zámku pátých dveří je znázorněn na obr. 5.1. Zámek obsahuje celkově 14 dílů, viz obr. 5.2 rozklad zámku pátých dveří. Pro všechny díly zámku pátých dveří byl vytvořen kusovník viz. příloha A, kde jsou pro jednotlivé komponenty vytvořeny základní specifikace.

Pozice 1 je základní deska, která slouží jako nosná konstrukce zámku. Přes otvory, které jsou vyrobeny na základní desce se zámek montuje do pátých dveří pomocí šroubového spojení. Důležitými ovládacími prvky zámku je rohatka pozice 2 se západkou pozice 3, které jsou zastříknuty do plastu z hlediska životnosti dílů. Tyto díly jsou ovládány pomocí zkrutných pružin pozice 4 a 5. Čepy spojovací I zde slouží jako spojovací prvek zámku pozice č. 6. Tyto čepy se zanýtují do plastového tělesa pozice 7. Plastové těleso pozice 7 funguje jako schránka, do které se vloží většina komponentů a tím chrání díly před vnějšími vlivy při technických zkouškách.

Zámek je ovládán jak mechanickým tak i elektrickým způsobem. Mechanický způsob ovládání je řešen pomocí ovládací páčky pozice 8. Elektrický způsob ovládání funguje pomocí elektromotorku pozice 13 a šnekového kola pozice 10. Spirálová pružina pozice 11 je vložena do šnekového kola a ovládá jej při zpětném chodu zámku. Mechanický a elektrický způsob ovládání je spojen pomocí spojovacího čepu II pozice 9. Mikrospínač pozice 14 je prvek, který vypíná elektromotorek a navíc signalizuje otevřený a zavřený stav zámku na palubové desce řidiče.



Obr. 5.1 Zámek pátých dveří



Obr. 5.2 Rozklad zámku pátých dveří

Legenda dílů zámku pátých dveří:

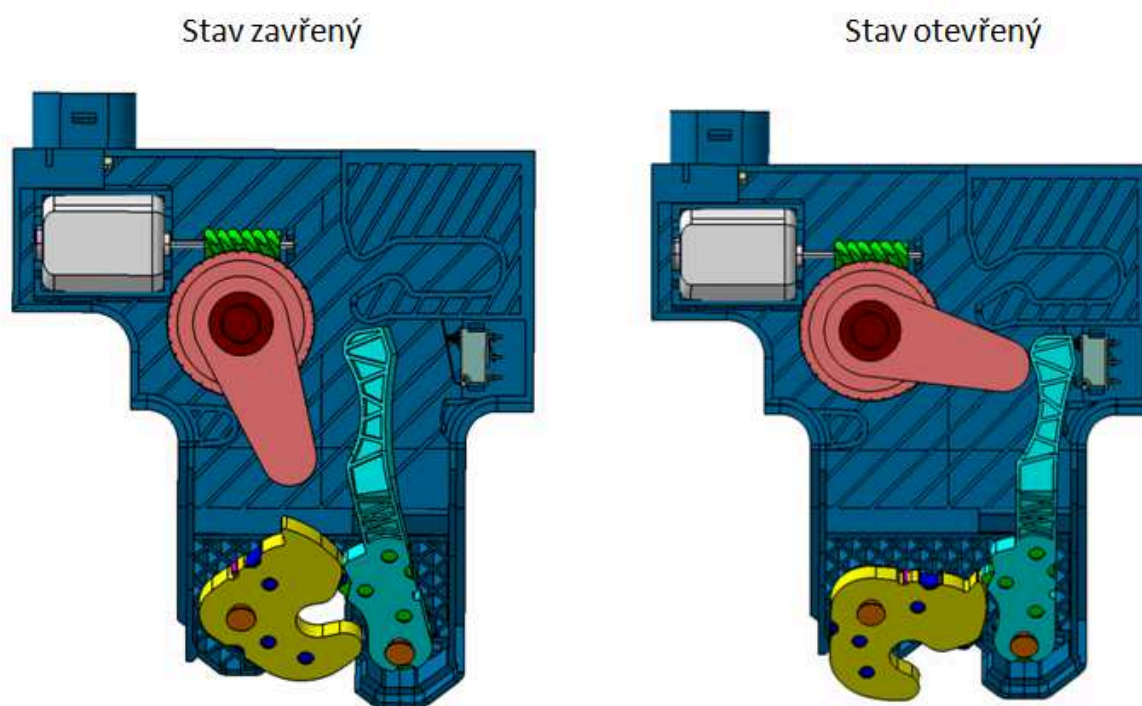
- 1 – základní deska, 2 – rohatka zaplastovaná, 3 – západka zaplastovaná,
- 4 – zkrutná pružina rohatky, 5 – zkrutná pružina západky, 6 – čep spojovací I,
- 7 – plastové těleso, 8 – ovládací páčka, 9 – čep spojovací II, 10 – šnekové kolo,
- 11 – spirálová pružina, 12 – podložka, 13 – elektromotorek, 14 - mikrospínač

## 6 Popis elektrického ovládání zámku pátých dveří

Zámek pátých dveří se elektricky zapojí pomocí konektoru, přes který proudí elektrický proud k elektromotoru a mikrospínači. Elektrický způsob ovládá elektromotorek, který pohání šnekové soukolí. Šnekové soukolí je nesamosvorné.

Při otevření stavu zámku šnekové kolo otočí západku zaplastovanou, která sepne mikrospínač. Mikrospínač zaznamená otevřený stav zámku a vypne funkci elektromotoru a zároveň signalizuje změnu stavu zámku na palubové desce řidiče. Zpětný chod šnekového soukolí při vypnutí elektromotoru uvede do pohybu spirálová pružina, která vrací šnekové soukolí do původní polohy.

Při zavření zámku dochází k zaklínění západky zaplastované s rohatkou zaplastovanou pomocí zkrutných pružin a tím k odpojení styku západky zaplastované od mikrospínače, který signalizuje zavřený stav zámku na palubové desce řidiče. Funkci elektrického ovládání otevřeného a zavřeného stavu zámku je vidět na obr. 6.1.



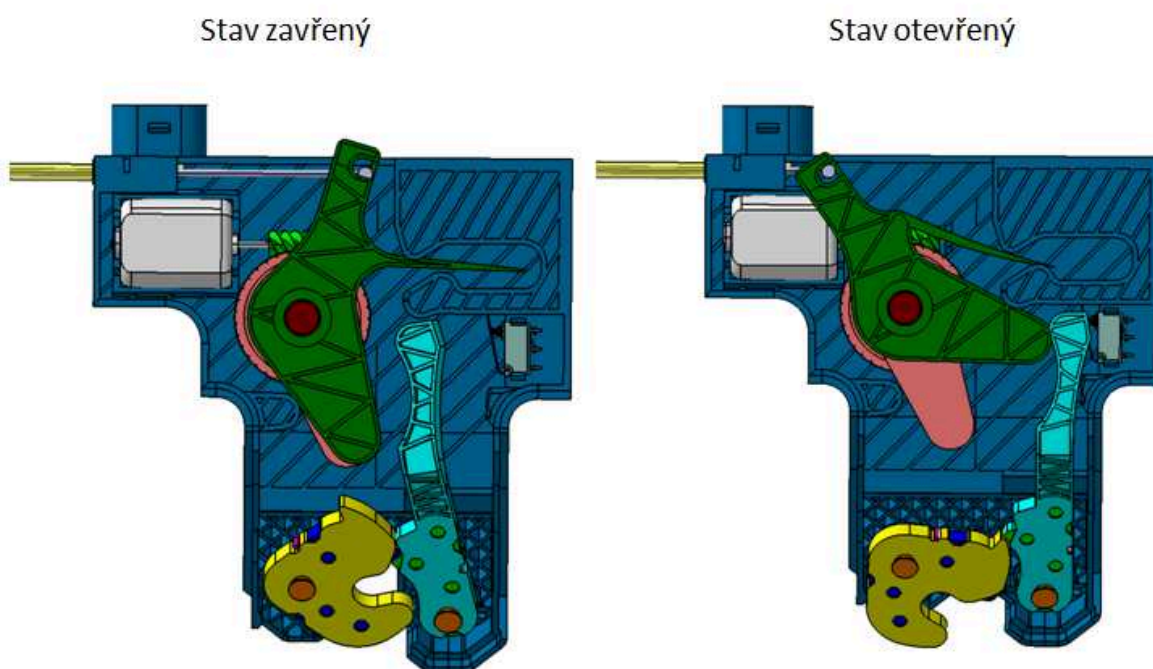
Obr. 6.1 Elektrický způsob ovládání zámku pátých dveří

## 7 Popis mechanického ovládání zámku pátých dveří

Mechanické ovládání zámku pátých dveří je ukázáno pomocí obr. 7.1. Zámek se mechanicky připojí k bowdenu, kde je koncovka bowdenu upevněna v plastovém tělese a lanko bowdenu je přichyceno do oka ovládací páčky. Bowden je uchycen na druhém konci k madlu pátých dveří.

Při otevření zámku madlo potáhne lanko bowdenu ovládací páčku a tím dojde k pootočení ovládací páčky. Ovládací páčka otočí západku zaplastovanou, která sepne mikrospínač a ten signalizuje otevřený stav zámku na palubové desce řidiče. Ovládací páčku do původní polohy vrací pružné rameno ovládací páčky, který funguje jako zkrutná pružina.

Při zavření zámku dochází k zaklínění západky s rohátkou pomocí zkrutných pružin a tím k odpojení styku západky zaplastované od mikrospínače, který signalizuje zavřený stav zámku.



Obr. 7.1 Mechanický způsob ovládání zámku pátých dveří

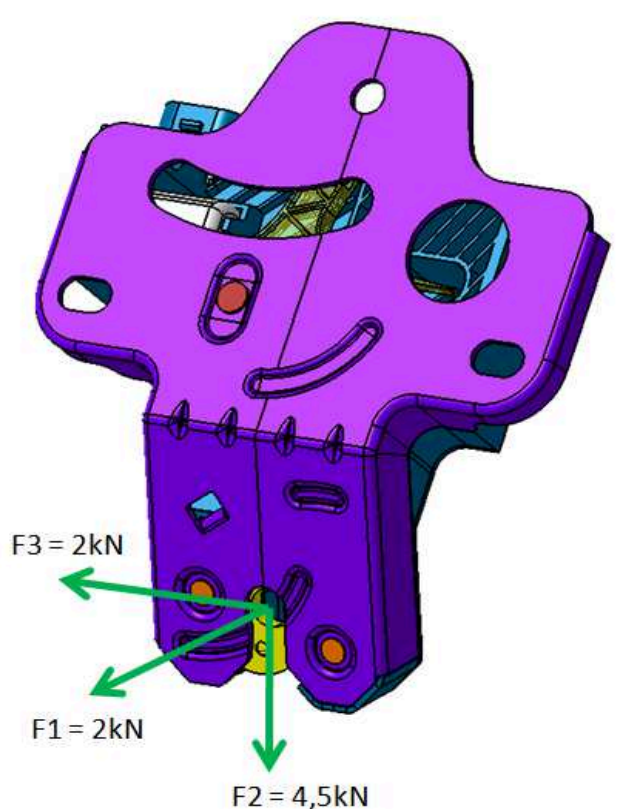
## 8 Pevnostní kontrola zámku pátých dveří

Pevnostní kontrola zámku pátých dveří patří z hlediska bezpečnosti k nejdůležitější kontrole, která se v praxi zkouší pomocí zkoušky na trhacím stroji ve třech osách jednotlivě.

Konstrukce zámku musí být technologicky a konstrukčně navržena tak, aby byla schopna odolat požadované zkoušce. Tato zkouška se provádí z důvodu, kdy na automobil působí během provozu dynamické a statické účinky, které mohou zámek roztrhnout a tím ohrozit život cestujících.


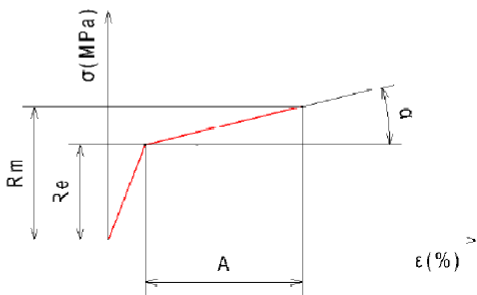

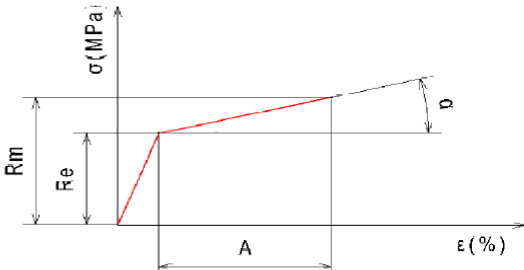

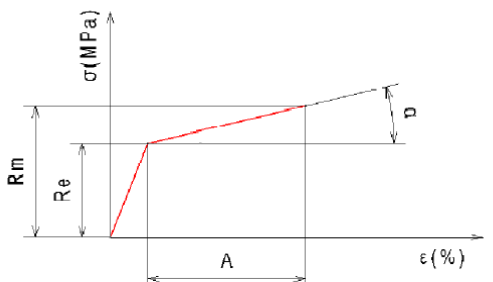
Podmínkou pevnostní kontroly zámku je, aby nedošlo k roztržení, případně k rozpojení zámku se třmenem. Jakákoliv jiná deformace zámku je povolena. Zámek pátých dveří se stanoveným zatížením ve třech směrech dle zadavatele je znázorněn na obr. 8.1.

Pro pevnostní kontrolu zámku jsem použil vybrané díly, které nejvíce ovlivňují konstrukční pevnost zámku tab. 8.1. Volba materiálů byla stanovena z již prověřených typů zámků. Pro kontrolní výpočet pevnosti zámku byly pro vybrané díly určeny mechanické vlastnosti pomocí zjednodušené tahové křivky. Pevnostní výpočet zámku byl proveden v programu MKP.


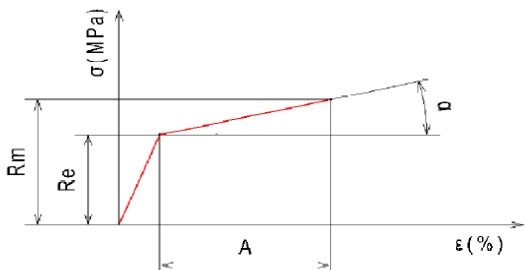
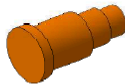
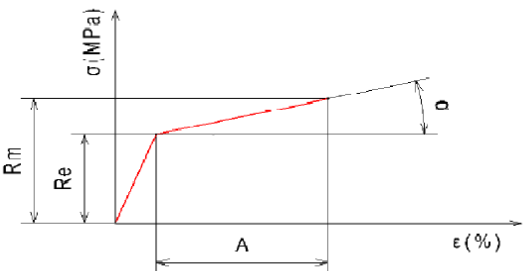
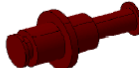
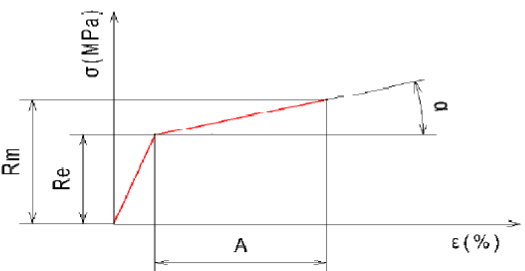


Obr. 8.1 Zatížení zámku pátých dveří.

Tab. 8.1 mechanické vlastnosti vybraných dílů zámku [1]

Poz	Název	Číslo výkresu	Náhled	Množství	Materiál	Povrchová úprava	Polotovar	Povrch/ Objem	Hmotnost	Mechanické vlastnosti
								(mm <sup>2</sup> /mm <sup>3</sup> )	(g)	
ZÁKLADNÍ DESKA										
1	Základní deska	KIK - KUC537 - 1 - 0		1	S420 MC EN 10149-2	c342	2±0.06 EN 10140	43781/ 41415	326,00	E = 2,1·10 <sup>5</sup> [Mpa] ReH = 420 [Mpa] Rm = 480-620 [Mpa] A = 16 [%] μ = 0,3 [-]
Vstupní veličiny		Výstupní veličiny		Graf výstupních veličin (Bilinear isotropic hardening)						
Re [MPa]	420	Yield strenght = Re [MPa]	420							
Rm [MPa]	620	Tangent modulus α [MPa]	1250							
A[%]	16									
ROHATKA										
2	Rohatka	KIK - KUC537 - 2 - 1		1	C45 EN 10083 -1 40-45HRC	c342	4±0.03 EN 10140	2699 / 3989	31,00	KOV: E = 2,1.105 [Mpa] Re = 1020 [Mpa] Rm = 1455 [Mpa] A = 5 [%] μ = 0,3 [-]
Vstupní veličiny		Výstupní veličiny		Graf výstupních veličin (Bilinear isotropic hardening)						
Re [MPa]	1020	Yield strenght = Re [MPa]	1020							
Rm [MPa]	1455	Tangent modulus α [MPa]	8700							
A[%]	5									
ZÁPADKA										
3	Západka	KIK - KUC537 - 3 - 1		1	C45 EN 10083 -1 40-45HRC	c342	4±0.03 EN 10140	1585 / 2111	17,00	KOV: E = 2,1.105 [Mpa] Re = 1020 [Mpa] Rm = 1455 [Mpa] A = 5 [%] μ = 0,3 [-]
Vstupní veličiny		Výstupní veličiny		Graf výstupních veličin (Bilinear isotropic hardening)						
Re [MPa]	1020	Yield strenght = Re [MPa]	1020							
Rm [MPa]	1455	Tangent modulus α [MPa]	8700							
A[%]	5									
PLASTOVÉ TĚLESO										

Pokračování tab. 8.1 mechanické vlastnosti vybraných dílů zámku [1]

4	Těleso plastové	KIK - KUC537 - 7 - 0		1	PBT-GF30	natur		89531/10685 9	128,00	E = 3100 [Mpa] Re = 72 [Mpa] Rm = 75 [Mpa] A = 50 [%] μ = 0,4 [-]
Vstupní veličiny		Výstupní veličiny		Graf výstupních veličin (Bilinear isotropic hardening)						
Re [MPa]	120	Yeild strenght = Re [MPa]	120							
Rm [MPa]	140	Tangent modulus α [MPa]	500							
A[%]	4									
ČEP SPOJOVACÍ I										
5	Čep spojovací I	KIK - KUC537 - 6 - 0		2	19MnB4 EN 10269	c342	Ø11-18,5	708 / 1085	9,00	E = 2,1.10 <sup>5</sup> [Mpa] Rp0,2 = 640 [Mpa] Rm = 800-950 [Mpa] A = 14 [%] μ = 0,3 [-]
Vstupní veličiny		Výstupní veličiny		Graf výstupních veličin (Bilinear isotropic hardening)						
Re [MPa]	640	Yeild strenght = Re [MPa]	640							
Rm [MPa]	950	Tangent modulus α [MPa]	2214							
A[%]	14									
ČEP SPOJOVACÍ II										
9	Čep spojovací II	KIK - KUC537 - 9 - 0		1	19MnB4 EN 10269	c342	Ø16-33,5	1448 / 2131	17,00	E = 2,1.10 <sup>5</sup> [Mpa] Rp0,2 = 640 [Mpa] Rm = 800-950 [Mpa] A = 14 [%] μ = 0,3 [-]
Vstupní veličiny		Výstupní veličiny		Graf výstupních veličin (Bilinear isotropic hardening)						
Re [MPa]	640	Yeild strenght = Re [MPa]	640							
Rm [MPa]	950	Tangent modulus α [MPa]	2214							
A[%]	14									

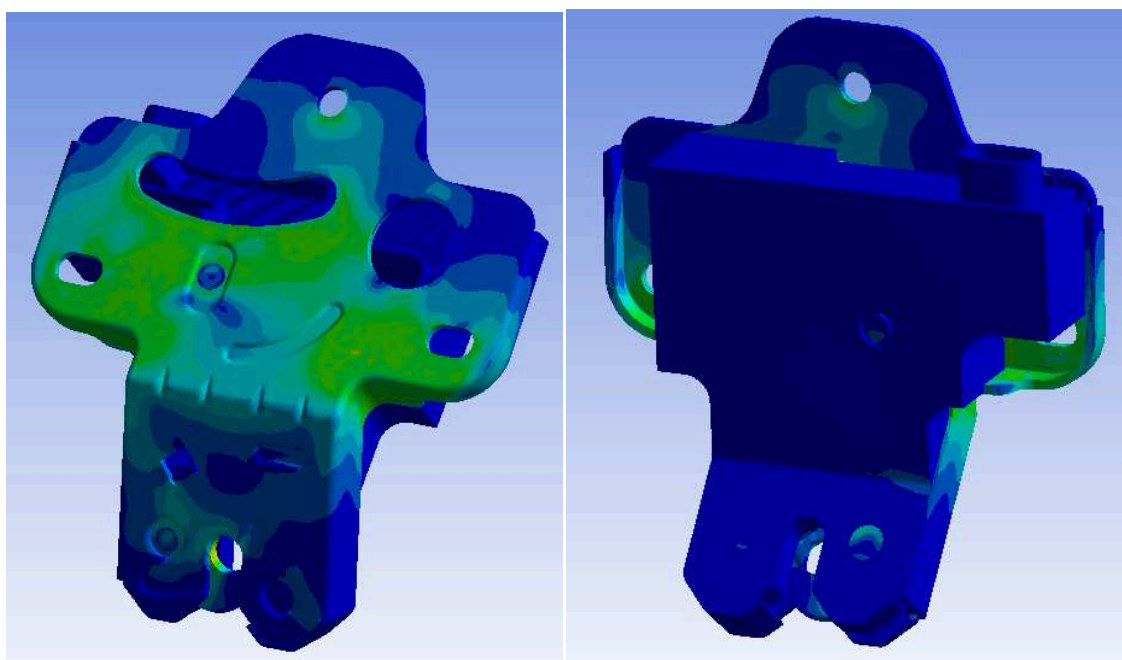


## 8.1 Výpočet napětí zámku pátých dveří

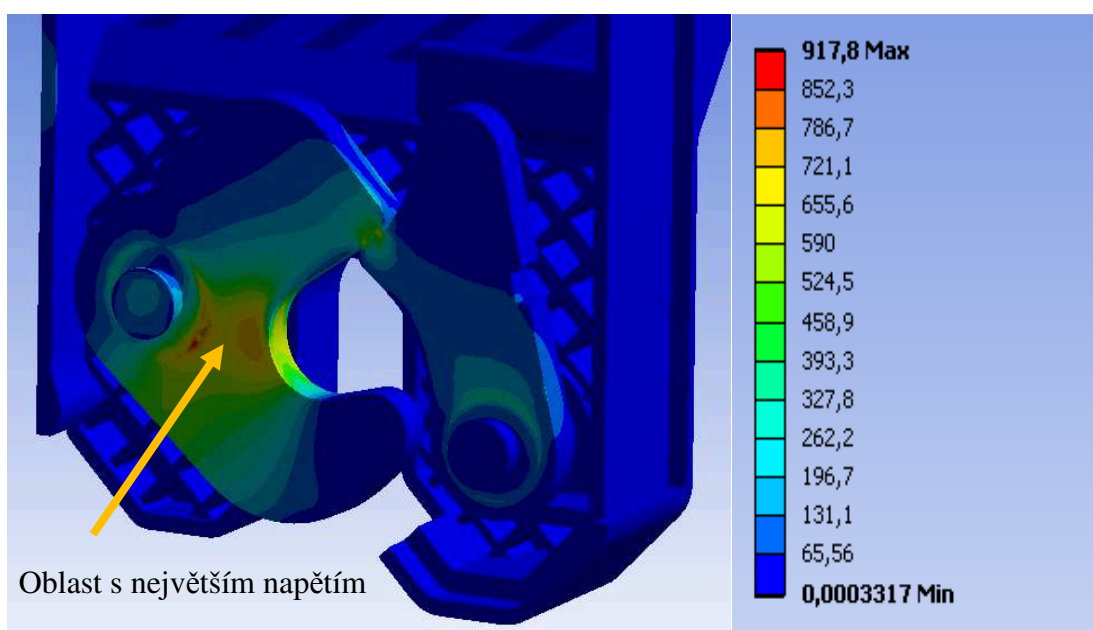
Vypočítané napětí zámku při jednotlivých zatěžujících sil musí splňovat pevnostní podmínku  $\sigma_{\text{HMH}} [\text{MPa}] < R_m [\text{MPa}]$ . Výsledné napětí je napětí redukované  $\sigma_{\text{HMH}}$ .

### a) Výpočet napětí při zatížení silou $F1 = 2\text{kN}$

Na obr. 8.2 je znázorněno, ve kterých oblastech dochází k největšímu napětí. Na obr. 8.1 je znázorněn celkový průběh redukovaného napětí na zámeček.



Obr. 8.1 Zámeček po výpočtu MKP po zatížení  $F1$

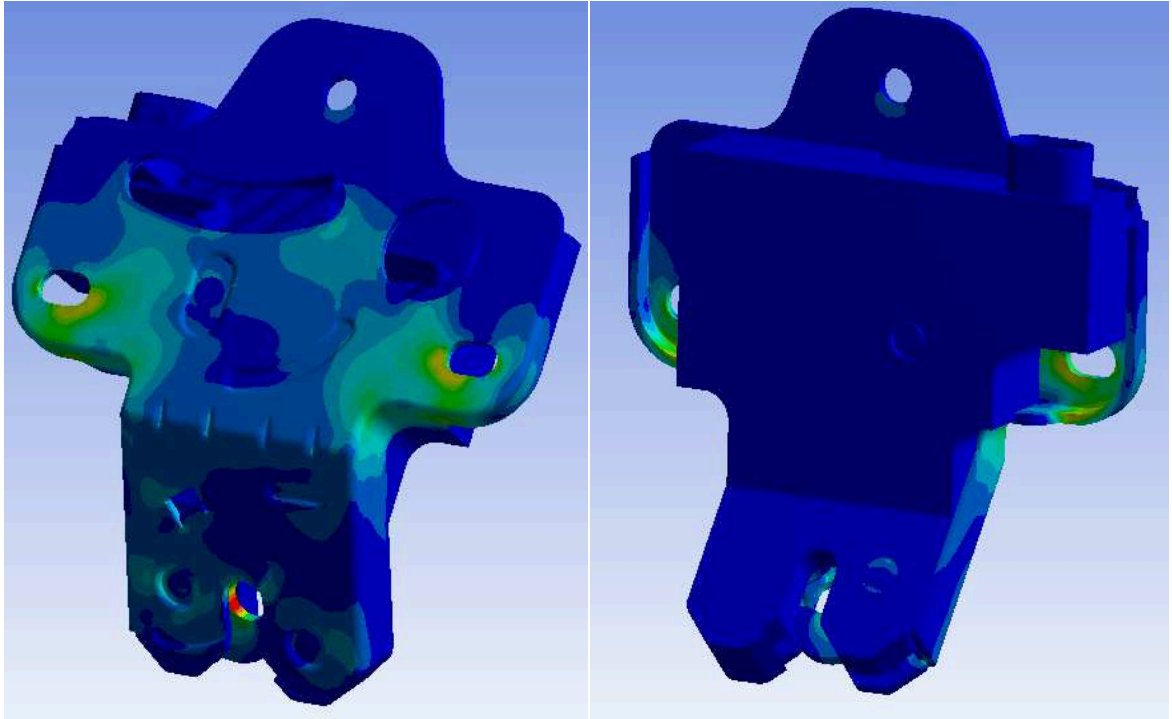


Obr. 8.2 Detail největšího napětí  $\sigma_{\text{HMH}} = 918 [\text{MPa}]$

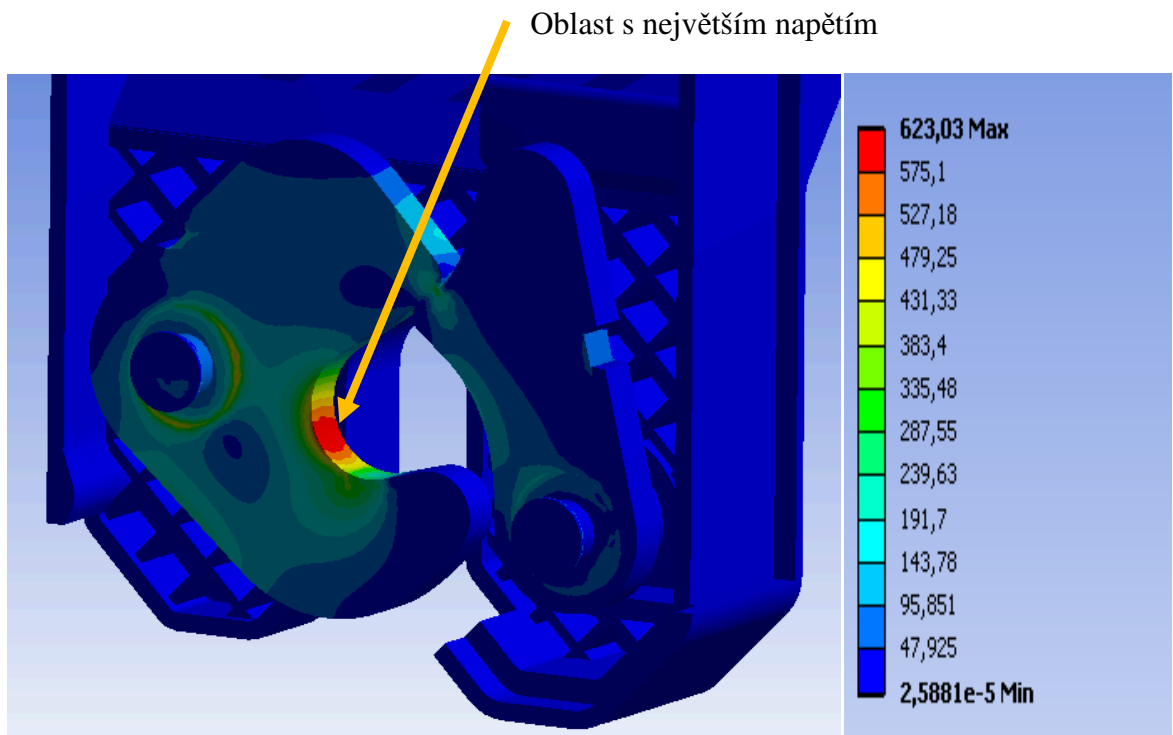


**b) Výpočet napětí při zatížení silou  $F_2 = 4,5\text{kN}$**

Na obr. 8.4 je zobrazeno, která místa jsou během zatěžující síly  $F_2$  nejvíce zatěžována. Průběh celkového redukovaného napětí je ukázáno na obr. 8.3.



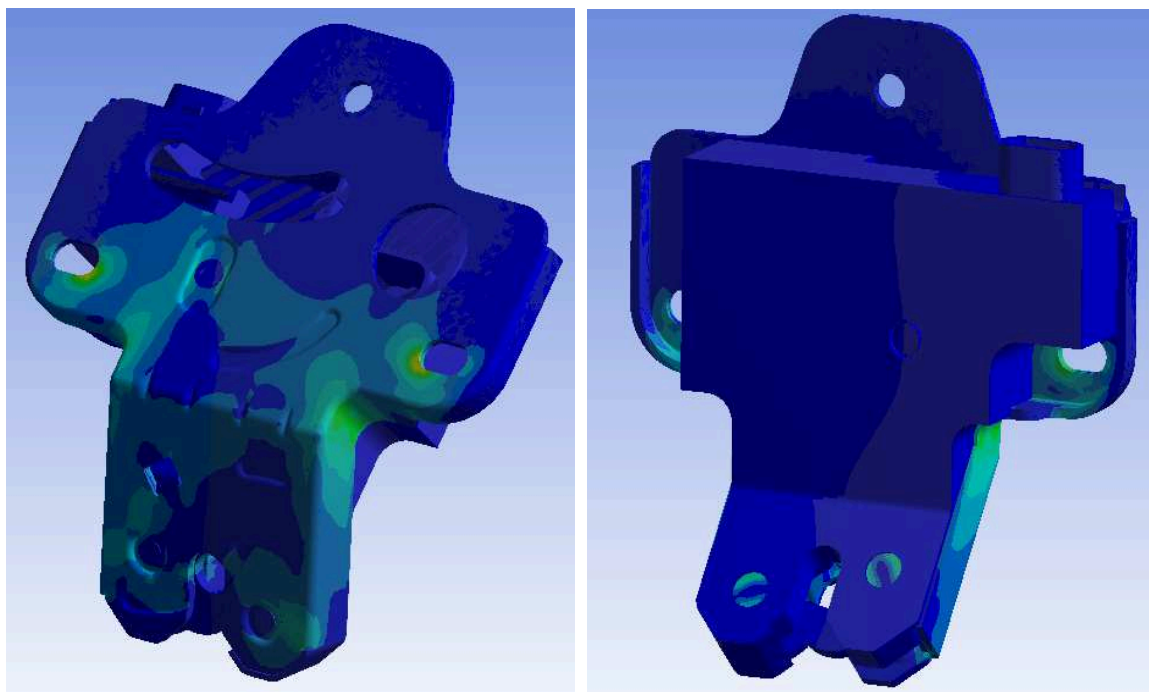
Obr. 8.3 Zámek po výpočtu MKP po zatížení  $F_2$



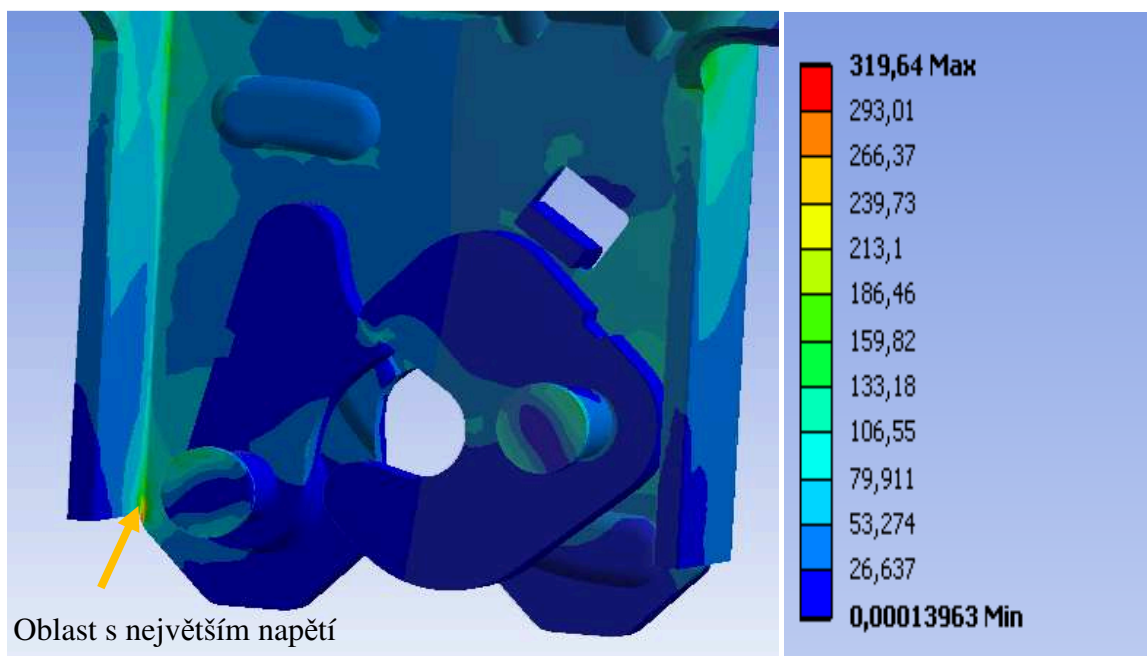
Obr. 8.4 Detail největšího napětí  $\sigma_{2HMH} = 623 \text{ [MPa]}$

c) Výpočet napětí při zatížení silou  $F_3 = 2\text{kN}$

Celkové redukované napětí je ukázáno na obr. 8.5. Oblast s největším vypočítaným napětím je znázorněno na obr. 8.6.



Obr. 8.5 Zámek po výpočtu MKP po zatížení  $F_3$

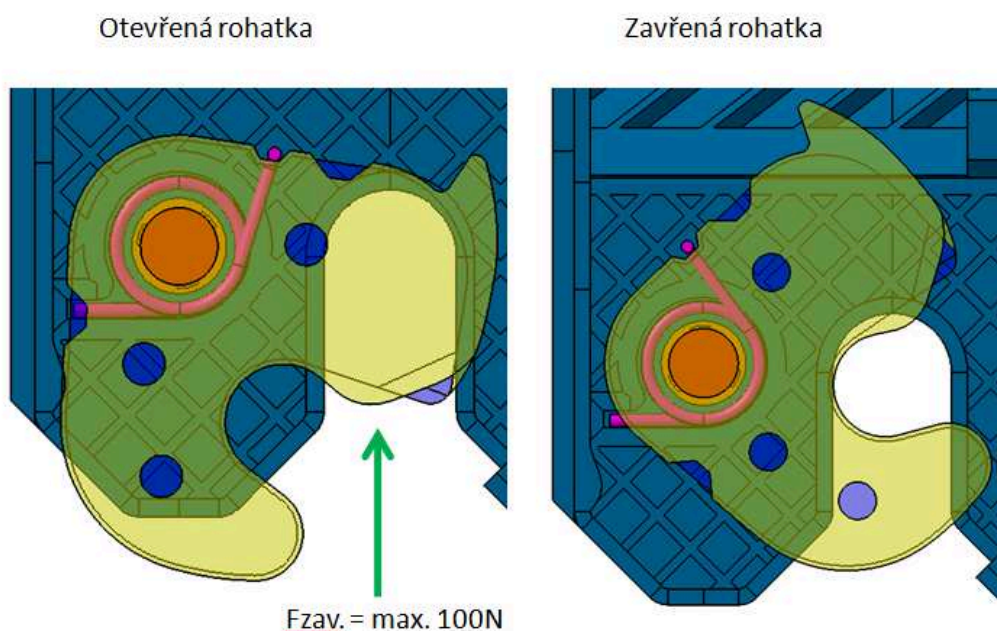


Obr. 8.6 Detail největšího napětí  $\sigma_{3\text{HMH}} = 320 \text{ [MPa]}$

## 9 Návrh a výpočet zkrutných pružin zámku pátých dveří

### 9.1 Návrh a výpočet zkrutné pružiny rohatky

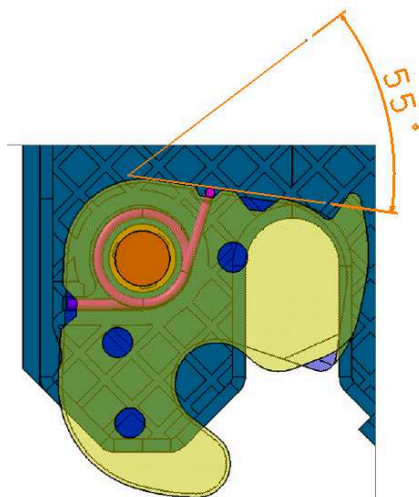
Na obr. 9.1 je ukázán otevřený a zavřený stav rohatky.



Obr. 9.1 Otevřený a zavřený stav rohatky

Pro návrh zkrutné pružiny rohatky byl použit požadavek zadavatele  $F_{zav.max.} = 100\text{ N}$ . Zkrutná pružina rohatky byla navržena z hlediska zástavbových rozměrů a podmínky  $F_{2pr} < F_{zav.max.}$ . Výpočet zkrutné pružiny rohatky byl vytvořen k tomu, aby při návrhu bylo využito maximální meze pevnosti materiálu pro správný chod zavření zámku.

Pro zavření zámku je třeba počítat s pracovním úhlem pružiny  $\Delta\phi_{pr.} = 55[^\circ]$ , který je vidět na obr. 9.2



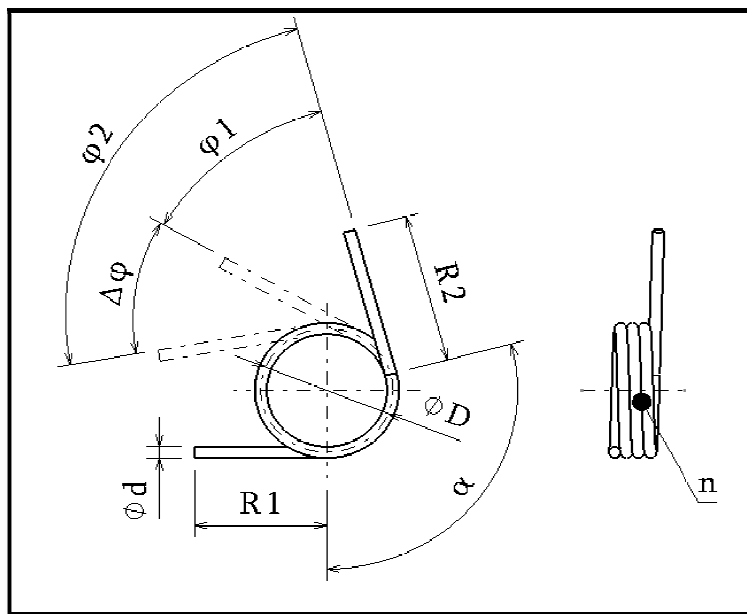
Obr. 9.2 Pracovní zdvih zkrutné pružiny rohatky

Pro volbu materiálu a následného zjištění mechanických vlastností byla použita norma ČSN EN 10270 – 3 [2].

Volba materiálu:

Korozivzdorný drát dle DIN EN 10270-3-1.4310-NS-1,3

Zadané a vypočítané hodnoty zkrutné pružiny rohatky jsou v tab. 9.1 a 9.2



Obr. 9.3 Schematický popis zkrutné pružiny

Tab. 9.1 Zadané hodnoty zkrutné pružiny rohatky

ZADANÉ HODNOTY									
$D_{pr}$	$d_{pr}$	$n_{pr}$	$\varphi_{1pr}$	$\Delta\varphi_{pr}$	$\varphi_{2pr}$	$R_{1pr}$	$R_{2pr}$	$E_{pr}$	$Rm_{pr}$
12	1,3	3,144	20	55	75	10	11	190000	2000

Tab. 9.2 Vypočítané hodnoty zkrutné pružiny rohatky

VYPOČÍTANÉ HODNOTY						
$\sigma_{dovpr}$	$i_{pr}$	$KO_{pr}$	$M_{1pr}$	$M_{2pr}$	$\sigma_{1pr}$	$\sigma_{2pr}$
1440	9,23	1,09	74,2	278,3	412	1419,9

Výpočet byl proveden pomocí programu Microsoft office Excel 2007 dle matematických vzorců, které jsou k nahlédnutí v normě ČSN 02 6008 [6].

Výpočet středního průměru pružiny  $D_{pr}$ :

$$\begin{aligned} D_{pr} &= D_{2pr} + d_{pr} \\ D_{pr} &= 10,7 + 1,3 \\ D_{pr} &= 12 [mm] \end{aligned} \quad (9.1)$$

Krouticí moment pružinou v předepjatém stavu  $M_{1pr}$ :

$$M_{1pr} = \frac{\pi \cdot \varphi_{1pr} \cdot E_{pr} \cdot d_{pr}^4}{3660 \cdot \left( \pi \cdot D_{pr} \cdot n_{pr} + \frac{R_{1pr}}{3} + \frac{R_{2pr}}{3} \right) \cdot 1000} \quad (9.2)$$

$$M_{1pr} = \frac{\pi \cdot 20.190000 \cdot 1,3^4}{3660 \cdot \left( \pi \cdot 12.3,144 + \frac{10}{3} + \frac{11}{3} \right)}$$

$$M_{1pr} = 74,2 [N \cdot mm]$$

Pracovní síla pružiny v předepjatém stavu  $F_{1pz}$ :

$$F_{1pr} = \frac{M_{1pr}}{R_{1r}} \quad (9.3)$$

$$F_{1pr} = \frac{74,2}{10}$$

$$F_{1pr} = 7,42 [N]$$

Maximální výchylka pracovního ramene  $\varphi_{2pr}$ :

$$\varphi_{2pr} = \varphi_{1pr} + \Delta\varphi_{pr} \quad (9.4)$$

$$\varphi_{2pr} = 20 + 55$$

$$\varphi_{2pr} = 75 [^\circ]$$

Krouticí moment pružiny v plně zatíženém stavu  $M_{2pr}$ :

$$M_{2pr} = \frac{\pi \cdot \varphi_{2pr} \cdot E_{pr} \cdot d_{pr}^4}{3660 \cdot \left( \pi \cdot D_{pr} \cdot n_{pr} + \frac{R_{1pr}}{3} + \frac{R_{2pr}}{3} \right)} \quad (9.5)$$

$$M_{2pr} = \frac{\pi \cdot 75.190000 \cdot 1,3^4}{3660 \cdot \left( \pi \cdot 12.3,144 + \frac{10}{3} + \frac{11}{3} \right)}$$

$$M_{2pr} = 278,3 [N \cdot mm]$$

Pracovní síla pružiny v plně zatíženém stavu  $F_{2pr}$ :

$$F_{2pr} = \frac{M_{2pr}}{R_{1pr}} \quad (9.6)$$

$$F_{2pr} = \frac{278,3}{10}$$

$$F_{2pr} = 27,8 \text{ [N]}$$

$$F_{2pr} = 27,8 \text{ [N]} < F_{zav.max.} = 100 \text{ [N]} \rightarrow \text{podmínka vyhovuje}$$

Součinitel koncentrace napětí  $K_{opr}$ :

$$K_{opr} = \frac{4 \cdot i_{pr}^2 - i_{pr} - 1}{4 \cdot i_{pr} \cdot (i_{pr} - 1)} \quad (9.7)$$

$$K_{opr} = \frac{4 \cdot 9,23^2 - 9,23 - 1}{4 \cdot 9,23 \cdot (9,23 - 1)}$$

$$K_{opr} = 1,09 [-]$$

Poměr vinutí  $i_{pr}$ :

$$i_{pr} = \frac{D_{pr}}{d_{pr}} \quad (9.8)$$

$$i_{pr} = \frac{12}{1,3}$$

$$i_{pr} = 9,23 [-]$$

Ohybové napětí materiálu pružiny v předepjatém stavu  $\sigma_{1pr}$ :

$$\sigma_{1pr} = \frac{32 \cdot M_{1pr} \cdot K_{opr}}{\pi \cdot d_{pr}^3} \quad (9.9)$$

$$\sigma_{1pr} = \frac{32 \cdot 74,2}{\pi \cdot 1,3^3}$$

$$\sigma_{1pr} = 412 \text{ [MPa]}$$

Ohybové napětí materiálu pružiny v plně zatíženém stavu  $\sigma_{2pr}$ :

$$\sigma_{2pr} = \frac{32 \cdot M_{2prz} \cdot K_{0pr}}{\pi \cdot d_{pr}^3} \quad (9.10)$$

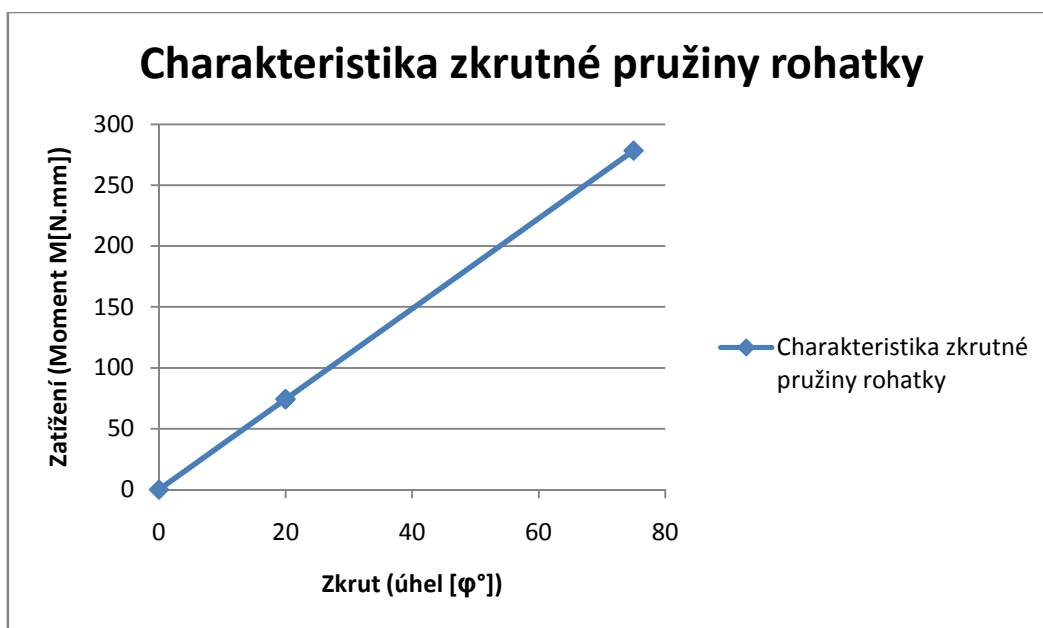
$$\sigma_{2pr} = \frac{32 \cdot 278,31,09}{\pi \cdot 1,3^3}$$

$$\sigma_{2pr} = 1419,9 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{2pr} = 1419,9 \text{ [MPa]} \leq \sigma_{dovpr} = 1440 \text{ [MPa]} \rightarrow \text{podmínka vyhovuje}$$

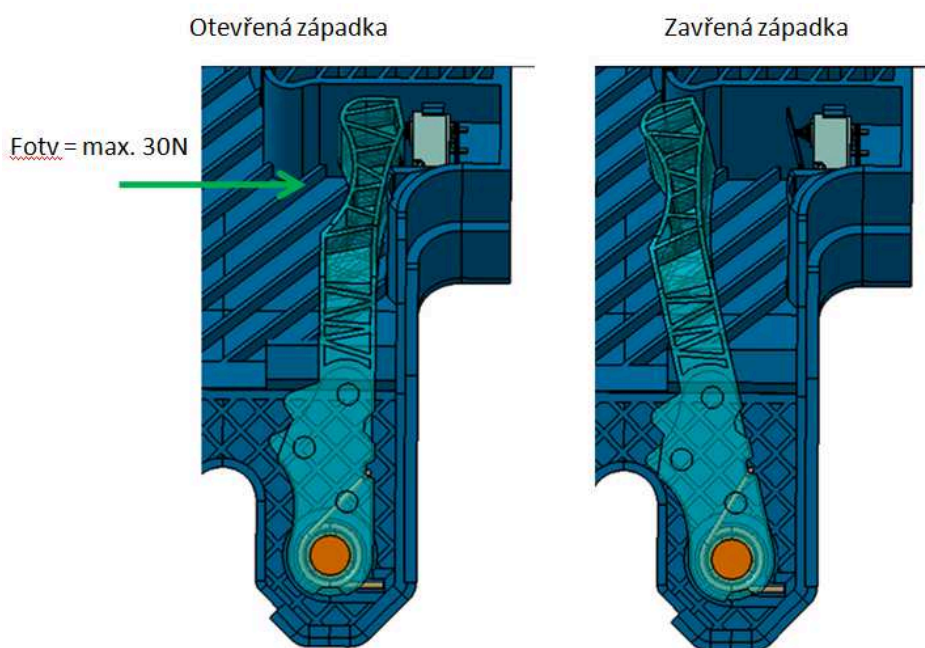
Funkce pružiny byla posouzena podle průběhu velikosti zkrutu v závislosti na působícím zatížení viz. graf 9.1.

Graf 9.1 Lineární charakteristika zkrutné pružiny rohatky



## 9.2 Návrh a výpočet zkrutné pružiny západky

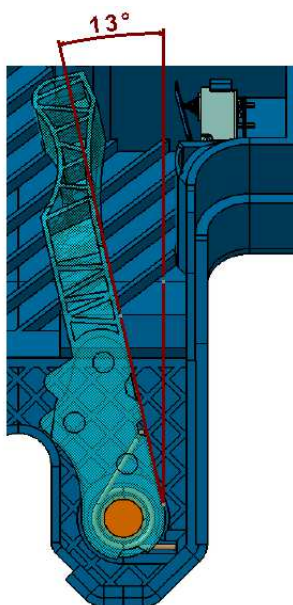
Na obr. 9.4 je znázorněn otevřený a zavřený stav západky.



Obr. 9.4 Otevřený a zavřený stav západky

Pro návrh zkrutné pružiny západky byl použit požadavek zadavatele  $F_{otv,max.} = 30 \text{ N}$ . Zkrutná pružina západky byla navržena z hlediska zástavbových rozměrů a podmínky  $F_{2pz} < F_{otv,max.}$ . Výpočet zkrutné pružiny západky byl vytvořen k tomu, aby při návrhu bylo využito maximální meze pevnosti materiálu pro správný chod otevření zámku.

Pro otevření zámku je třeba počítat s pracovním úhlem pružiny  $\Delta\phi_{pz.} = 13[^\circ]$ , který je vidět na obr. 9.5



Obr. 9.5 Pracovní zdvih zkrutné pružiny západky

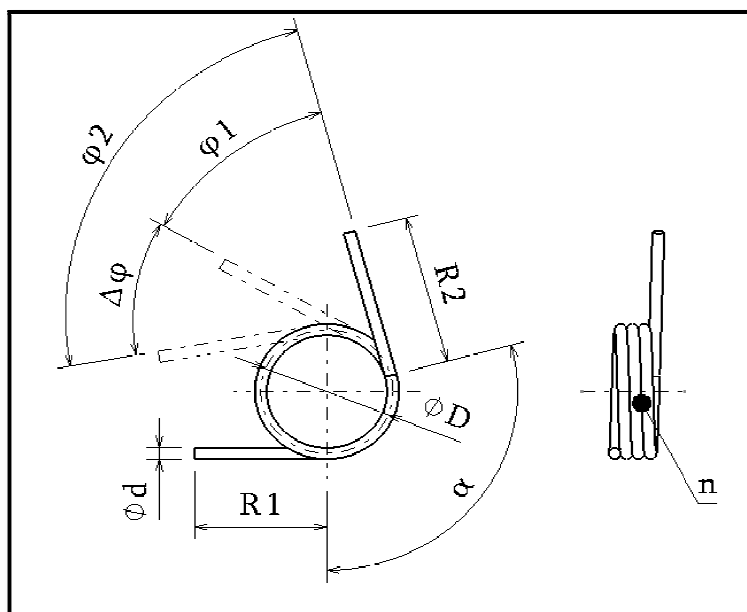


Pro volbu materiálu a následného zjištění mechanických vlastností byla použita norma ČSN EN 10270 – 3 [2].

Volba materiálu:

Korozivzdorný drát dle DIN EN 10270-3-1.4310-NS-1,1

Zadané a vypočítané hodnoty zkrutné pružiny západky jsou v tab. 9.3 a 9.4



Obr. 9.6 Schematický popis zkrutné pružiny

Tab. 9.3 Zadané hodnoty zkrutné pružiny západky

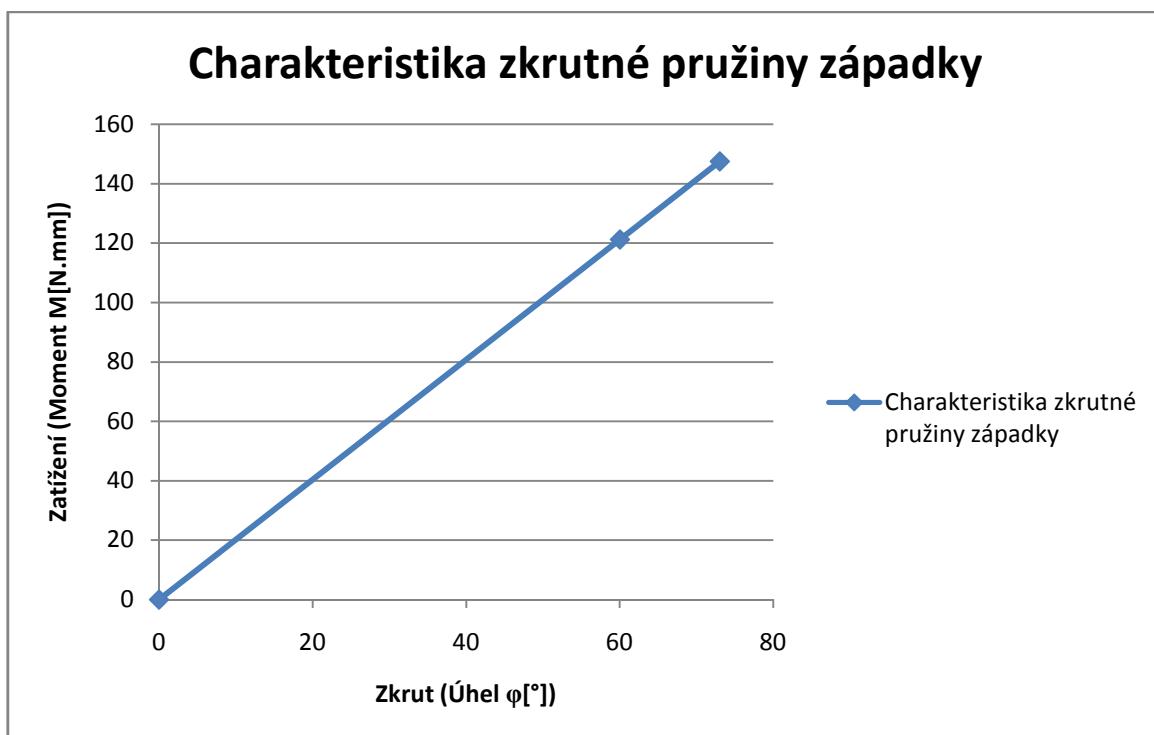
ZADANÉ HODNOTY									
$D_{pz}$	$d_{pz}$	$\eta_{pz}$	$\phi_{1pz}$	$\Delta\phi_{pz}$	$\phi_{2pz}$	$R_{1pz}$	$R_{2pz}$	$E_{pz}$	$Rm_{pz}$
11	1,1	3,169	60	13	73	10	16	190000	1950

Tab. 9.4 Vypočítané hodnoty zkrutné pružiny západky

VYPOČÍTANÉ HODNOTY						
$\sigma_{dovpz}$	$i_{pz}$	$K0_{pz}$	$M_{1pz}$	$M_{2pz}$	$\sigma_{1pz}$	$\sigma_{2pz}$
1404	10,00	1,08	121,2	147,5	1104	1242,1

Funkce pružiny byla posouzena podle průběhu velikosti zkrutu v závislosti na působícím zatížení viz. graf 9.2.

Graf 9.2 Lineární charakteristika zkrutné pružiny západky



Pro výpočet zkrutné pružiny západky byly použity totožné matematické vzorce jako u výpočtu zkrutné pružiny rohatky podle normy ČSN 02 6008 [6]

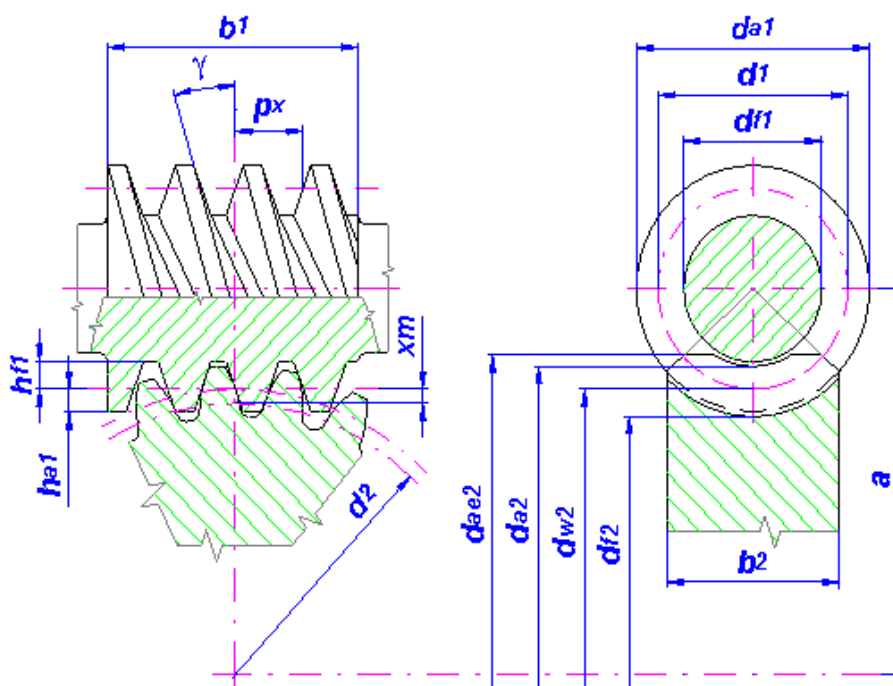
## 10 Návrh a výpočet geometrie šnekového soukolí

Šnekové soukolí bylo navrženo pro elektrické ovládání zámku pátých dveří. Návrh byl řešen dle zástavbových rozměrů zámku a navíc bylo zapotřebí zvážit co nejefektivnější otevření zámku a vrácení do původní polohy pomocí spirálové pružiny.

Návrh šnekového soukolí je z hlediska zpětného chodu do původní polohy navrženo s co největším úhlem stoupání  $\gamma$  tak, aby šnekové soukolí nebylo samosvorné. Pro výpočet geometrie šnekového soukolí byla geometrie navržena dle standartních hodnot, které se používají při návrhu šnekového soukolí. Hodnoty pro návrh geometrie šnekového soukolí jsou v tab. 10.1. Schematický popis šnekového soukolí je znázorněn na obr. 10.1

Materiál byl zvolen pro šnek CuZn39Pb3 EN 12164 a materiál šnekového kola je z plastu POM-C. Pevnostní výpočet šnekového soukolí zde není uveden z důvodu daných materiálu. Kontrola ozubení šnekového soukolí se počítá pomocí normy, která obsahuje kontrolu bezpečnosti proti opotřebení (pitting), kontrola bezpečnosti proti únavového lomu či kontrolní výpočet bezpečnosti proti přehřátí. Tato norma se odkazuje pouze na kovové materiály.

Z důvodu navržených materiálů bude kontrola ozubení z hlediska bezpečnosti provedena pomocí životností zkoušky na zámek pátých dveří. Model šnekové soukolí je vidět v příloze B. Výpočet geometrie byl proveden v programu Microsoft office Excel 2007.



Obr. 10.1 Schematický popis šnekového soukolí [16]

Tab. 10.1 Vstupní hodnoty šnekového soukolí:

VSTUPNÍ PARAMETRY ŠNEKOVÉHO SOUKOLÍ			
$z_2$	35	- počet zubů šnekového kola	
$z_1$	4	- počet zubů šneku	
$b_1$	19	- pracovní délka šneku	
$b_2$	6	- pracovní šířka šnekového kola	
$\alpha$	20	- úhel profilu zubu ( $\alpha = 14,5 ; 17,5 ; 20 ; 22,5 ; 25 ; 27,5 ; 30$ )	
$h_a^*$	1	- součinitel výšky hlavy zubu (standard $h_a^* = 1$ )	
$c^*$	0,25	- součinitel hlavové vůle (standard $c^* = 0,25 ; 0,2 ; 0,3$ )	
$r_f$	0,27	- součinitel poloměru zaoblení (standard $r_f = 0,38$ )	
$q$	7	- součinitel průměru šneku ( $q = 6 ; 6,5 ; 7 ; 7,5 ; 8 ; 8,5 ; 9 ; 9,5 ; 10 ; 11$ )	
$m = m_n$	0,8	- modul = modul normálový ( $m = 0,5 ; 0,6 ; 0,8 ; 1 ; 1,25 ; 1,6 ; 2 ; 2,5 ;$ )	
$x$	0,2	- součinitel posunutí profilu ( $x = \text{od } -0,5 \text{ do } 1$ )	
$v^*$	0,75	- součinitel hlavového převýšení (standard 0,75)	

Výpočet geometrie šneku a šnekového kola byl proveden dle následujících matematických vzorců, které jsou obsaženy v normě ČSN 01 4780 [8].

## 10.1 Výpočet geometrie šneku

Převodový poměr:

$$u = \frac{z_2}{z_1} \quad (10.1)$$

$$u = \frac{34}{4}$$

$$u = 8,75 [-]$$

Směr stoupání:

Pravý

Roztečný průměr:

$$d_1 = q \cdot m \quad (10.2)$$

$$d_1 = 7,0,8$$

$$d_1 = 5,6 [mm]$$

Hlavový průměr

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a^* \cdot m_n d_1 \quad (10.3)$$

$$d_{a1} = 5,6 + 2 \cdot 1,0,8,5,6$$

$$d_{a1} = 7,6 [mm]$$

Patní průměr:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot (h_a^* + c^*) \cdot m_n d_{a1} \quad (10.4)$$

$$d_{f1} = 7,6 - 2 \cdot (1 + 0,25) \cdot 0,8,7,6$$

$$d_{f1} = 3,6 [mm]$$

Valivý průměr:

$$d_{w1} = d_1$$

$$d_{w1} = 5,6 [mm]$$

Výška hlavy zubu:

$$h_{a1} = h_a^* \cdot m_n$$

$$h_{a1} = 1,0,8$$

$$h_{a1} = 0,8 [mm]$$

(10.5)

Výška paty zubu:

$$h_{f1} = (h_a^* + c^*) \cdot m_n$$

$$h_{f1} = (1 + 0,25) \cdot 0,8$$

$$h_{f1} = 1 [mm]$$

(10.6)

Úhel stoupání:

$$\sin \gamma = \frac{z_1}{q}$$

$$\sin \gamma = \frac{4}{7}$$

$$\gamma = 34,85 [^\circ]$$

(10.7)

Tloušťka zubu a šířka mezer v rovině normálové:

$$s_{n1} = e_{n1} = 0,5 \cdot \pi \cdot m_n$$

$$s_{n1} = e_{n1} = 0,5 \cdot \pi \cdot 0,8$$

$$s_{n1} = e_{n1} = 1,26 [mm]$$

(10.8)

Tloušťka zubu a šířka mezer v rovině osové:

$$s_{x1} = e_{x1} = 0,5 \cdot \pi \cdot m_n / \cos \gamma$$

$$s_{x1} = e_{x1} = 0,5 \cdot \pi \cdot 0,8 / \cos 34,85$$

$$s_{x1} = e_{x1} = 1,53 [mm]$$

(10.9)

Délka šneku:

$$l_1 = b_1 \approx (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m$$

$$l_1 = b_1 \approx (11 + 0,06 \cdot 34) \cdot 0,8$$

$$l_1 = 10,48 [mm]$$

(10.10)

Roztečná vzdálenost:

$$a = 0,5 \cdot (d_1 + d_2)$$

$$a = 0,5 \cdot (5,6 + 34,12)$$

$$a = 19,86 [mm]$$

(10.11)

Osová vzdálenost:

$$a_w = 0,5 \cdot (d_1 + d_{w2})$$

$$a_w = 0,5 \cdot (5,6 + 34,44)$$

$$a_w = 20,02 [mm]$$

(10.12)

## 10.2 Výpočet geometrie šnekového kola

Převodový poměr:

$$\begin{aligned}u &= \frac{z_2}{z_1} \\u &= \frac{35}{4} \\u &= 8,75 [-]\end{aligned}\tag{10.13}$$

Směr stoupání:

Pravý

Roztečný průměr:

$$\begin{aligned}d_2 &= \frac{m_n}{\cos\gamma} \cdot z_2 \\d_2 &= \frac{0,8}{\cos 34,85} \cdot 35\end{aligned}\tag{10.14}$$

$$d_2 = 34,12 [mm]$$

Hlavový průměr

$$\begin{aligned}d_{a2} &= d_2 + 2 \cdot (h_a^* + x) \cdot m_n \\d_{a2} &= 34,12 + 2 \cdot (1 + 0,2) \cdot 0,8 \\d_{a2} &= 36,04 [mm]\end{aligned}\tag{10.15}$$

Patní průměr:

$$\begin{aligned}d_{f2} &= d_2 - 2 \cdot (h_a^* + c^* - x) \cdot m_n \\d_{f2} &= 34,12 - 2 \cdot (1 + 0,25 - 0,2) \cdot 0,8 \\d_{f2} &= 31,8 [mm]\end{aligned}\tag{10.16}$$

Valivý průměr:

$$\begin{aligned}d_{w2} &= d_2 + 2 \cdot x \cdot m_n \\d_{w2} &= 34,12 + 2 \cdot 0,2 \cdot 0,8 \\d_{w2} &= 34,44 [mm]\end{aligned}\tag{10.17}$$

Průměr hlavového válce:

$$\begin{aligned}d_{ae2} &= d_{a2} + 2 \cdot v^* \cdot m_n \\d_{ae2} &= 36,04 + 2 \cdot 0,75 \cdot 0,8 \\d_{ae2} &= 36,24 [mm]\end{aligned}\tag{10.18}$$

Výška hlavy zubu:

$$\begin{aligned}h_{a2} &= (h_a^* + x) \cdot m_n \\h_{a2} &= (1 + 0,2) \cdot 0,8 \\h_{a2} &= 0,96 [mm]\end{aligned}\tag{10.19}$$

Výška paty zubu:

$$\begin{aligned} h_{f2} &= (h_a^* + c^* + x) \cdot m_n \\ h_{f2} &= (1 + 0,25 + 0,2) \cdot 0,8 \\ h_{f2} &= 1,16 [mm] \end{aligned} \quad (10.20)$$

Úhel stoupání:

$$\begin{aligned} \sin \gamma &= \frac{m \cdot z_1}{d_1} \\ \sin \gamma &= \frac{0,8 \cdot 4}{5,6} \\ \gamma &= 34,85 [^\circ] \end{aligned} \quad (10.21)$$

Tloušťka zubu v rovině normálové

$$\begin{aligned} s_{n2} &= 0,5 \cdot \pi \cdot m - 2 \cdot x \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha \\ s_{n2} &= 0,5 \cdot \pi \cdot 0,8 - 2 \cdot 0 \cdot 2 \cdot 0,8 \cdot \operatorname{tg} 20 \\ s_{n2} &= 1,14 [mm] \end{aligned} \quad (10.22)$$

Šířka mezery v rovině normálové:

$$\begin{aligned} e_{n2} &= 0,5 \cdot \pi \cdot m + 2 \cdot x \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha \\ e_{n2} &= 0,5 \cdot \pi \cdot 0,8 + 2 \cdot 0 \cdot 2 \cdot 0,8 \cdot \operatorname{tg} 20 \\ e_{n2} &= 1,37 [mm] \end{aligned} \quad (10.23)$$

Tloušťka zubu v rovině osové:

$$\begin{aligned} s_{x2} &= s_{n2} / \cos \gamma \\ s_{x2} &= 1,14 / \cos 34,85 \\ s_{x2} &= 1,39 [mm] \end{aligned} \quad (10.24)$$

Šířka mezery v rovině osové:

$$\begin{aligned} e_{x2} &= e_{n2} / \cos \gamma \\ e_{x2} &= 1,37 / \cos 34,85 \\ e_{x2} &= 1,67 [mm] \end{aligned} \quad (10.25)$$

Šířka šnekového kola:

$$\begin{aligned} b_2 &\approx 0,75 \cdot (1 + 2/q) d_1 \\ b_2 &\approx 0,75 \cdot (1 + 2/7) \cdot 5,6 \\ b_2 &\approx 5,4 [mm] \end{aligned} \quad (10.26)$$

Roztečná vzdálenost:

$$\begin{aligned} a &= 0,5 \cdot (d_1 + d_2) \\ a &= 0,5 \cdot (5,6 + 34,12) \\ a &= 19,86 [mm] \end{aligned} \quad (10.27)$$

Osová vzdálenost:

$$a_w = \frac{m}{2} \cdot \left( \frac{z_1}{\sin \gamma} + \frac{z_2}{\cos \gamma} + 2 \cdot x \right) \quad (10.28)$$

$$a_w = \frac{0,8}{2} \cdot \left( \frac{4}{\sin 34,85} + \frac{35}{\cos 34,85} + 2 \cdot 0,2 \right)$$

$$a_w = 20,02 [mm]$$

Součinitel posunutí profilu:

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5 \cdot \left( \frac{z_1}{\sin \gamma} + \frac{z_2}{\cos \gamma} \right) \quad (10.29)$$

$$x = \frac{20,02}{m} - 0,5 \cdot \left( \frac{4}{\sin 34,85} + \frac{35}{\cos 34,85} \right)$$

$$x = 0,2 [-]$$

### 10.3 Společná geometrie šnekové soukolí

Osový modul:

$$m_x = \frac{m_n}{\cos \gamma} \quad (10.30)$$

$$m_x = \frac{0,8}{\cos 34,85}$$

$$m_x = 0,97 [-]$$

Čelní modul:

$$m_t = \frac{m_n}{\sin \gamma} \quad (10.31)$$

$$m_t = \frac{0,8}{\sin 34,85}$$

$$m_t = 1,4 [-]$$

Rozteč v normálové rovině:

$$p_n = p = m \cdot \pi \quad (10.32)$$

$$p_n = p = 0,8 \cdot \pi$$

$$p_n = p = 2,51 [mm]$$

Rozteč v osově rovině:

$$p_x = \frac{p}{\cos \gamma} \quad (10.33)$$

$$p_x = \frac{2,51}{\cos 34,85}$$

$$p_x = 3,06 [mm]$$



Rozteč v čelní rovině:

$$p_t = \frac{p}{\sin \gamma} \quad (10.34)$$

$$p_t = \frac{2,51}{\sin 34,85}$$

$$p_t = 4,39 \text{ [mm]}$$

Úhel profilu zubu v rovině osové:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_x &= \operatorname{tg} \alpha / \cos \gamma \\ \operatorname{tg} \alpha_x &= \operatorname{tg} 20 / \cos 34,85 \\ \alpha_x &= 23,9 [^\circ] \end{aligned} \quad (10.35)$$

Úhel profilu zubu v rovině čelní:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_t &= \operatorname{tg} \alpha / \sin \gamma \\ \operatorname{tg} \alpha_t &= \operatorname{tg} 20 / \sin 34,85 \\ \alpha_t &= 32,49 [^\circ] \end{aligned} \quad (10.36)$$

Délka profilu zubu v rovině osové:

$$\begin{aligned} L &= p_n \cdot z_1 = \operatorname{tg} \gamma / (\pi \cdot d_1) \\ L &= p_n \cdot z_1 = \operatorname{tg} 34,85 / (\pi \cdot 5,6) \\ L &= 0,04 \text{ [mm]} \end{aligned} \quad (10.37)$$

## 11 Výpočet a kontrola ne-samosvornosti šnekového soukolí


### 11.1 Volba elektromotoru

Pro přenos krouticího momentu šnekového soukolí elektrickým ovládáním byl vybrán DC elektromotor CL24 od společnosti Johnson Electric viz tab. 11.1. Model elektromotoru je ukázán na obr. 11.1. Parametry DC elektromotoru pro výpočet ne-samosvornosti šnekového soukolí jsou v tab. 11.2.

Tab. 11.1 Elektromotor Johnson Electric [12]

### Compact DC Motors

Home > Products > Motion (Motors and Solenoids) > Automotive Motors > Compact DC Motors



The Compact DC motor series is a breakthrough development in micro motor technology. The improved power density and efficiency of the Compact DC series enables designers to create products of smaller size and lower weight. This range of compact motor platforms are custom engineered to meet the power, size, efficiency and life requirements of the customer's application. The platform motors below are examples used in the applications noted. The pdf product datasheet provides performance details of these motors. [Contact us](#) for sample availability and your custom engineering requirements.

[Inquiry or Distribution Availability](#)

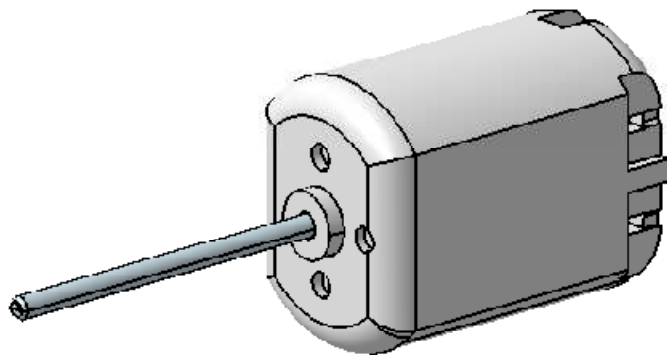
Available in Distribution

Compact C Series Motors

Compact P Series Motors

Units Metric

Platforms / Part Numbers	Diameter (mm)	Input Voltage (V)	No Load Speed (rpm)	Stall Torque (mNm)	Maximum Output Power (W)	Maximum Efficiency (%)	Application Examples
▼20-25	Ø18.3 - 24.0	12.0 - 13.5	4440 - 13650	34.00 - 86.00	10.00 - 12.20	57 - 66	Central Door Locks, Child Locks, Fuel Lid Locks, Latching / Cinching, Lumbar Supports, Electric Steering Column Lock
CL24	Ø24.0	12.0	4440	86.00	10.00	66	Latching / Cinching
NS146G-001	Ø18.3	12.5	13650	34.00	12.20	57	Central Door Locks, Child Locks, Fuel Lid Locks
NS246G-001	Ø20.0	13.5	9700	47.50	12.10	62	Lumbar Supports, Electric Steering Column Lock
NS246G-120	Ø20.0	13.5	9609	44.84	11.28	63	Electric Steering Column Lock



Obr. 11.1 Elektromotor CL24 Johnson Electric [14]

Tab. 11.2 Parametry DC Elektromotoru CL24

Parametry DC Elektromotoru			
$P_I$ [W]	10,00	- výkon elektromotoru	
$n_I$ [ot.min <sup>-1</sup> ]	4440,00	- otáčky elektromotoru	
$M_{KI}$ [N.mm]	86,00	- kroutící moment elektromotoru	

## 11.2 Parametry šnekového soukolí

Výpočet veličin potřebných po určení ne-samosvornosti šnekového soukolí byl proveden dle následujících matematických vzorců [5].

Výkon na šnekovém kole:

$$P_{II} = P_I \cdot u \cdot \eta_s \quad (11.1)$$

$$P_{II} = 10,875 \cdot 0,94$$

$$P_{II} = 82,13 \text{ [W]}$$

Otáčky na šnekovém kole:

$$n_{II} = n_I / u \quad (11.2)$$

$$n_{II} = 4440 / 8,75$$

$$n_{II} = 507,43 \text{ [ot.min}^{-1}\text{]}$$

Kroutící moment na šnekovém kole:

$$M_{KII} = M_{KI} \cdot u \cdot \eta_s \quad (11.3)$$

$$M_{KII} = 86,875 \cdot 0,94$$

$$M_{KII} = 706,31 \text{ [N.mm]}$$

Kluzná rychlost šneku:

$$v_K = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_I}{60 \cdot \cos \gamma} \quad (11.4)$$

$$v_K = \frac{\pi \cdot 5,64440}{60 \cdot \cos 34,85}$$

$$v_K = 1586,39 [m \cdot s^{-1}]$$

Třecí úhel šneku:

$$tg \varphi' = 1,5 \cdot (0,02 + \frac{0,03}{v_K}) \quad (11.5)$$

$$tg \varphi' = 1,5 \cdot (0,02 + \frac{0,03}{1586,39})$$

$$\varphi' = 1,72 [^{\circ}]$$

Účinnost šnekového soukolí:

$$\eta = \frac{tg \gamma}{tg(\gamma + \varphi')} \quad (11.6)$$

$$\eta = \frac{tg 34,85}{tg(34,85 + 1,72)}$$

$$\eta = 0,94$$

### 11.3 Podmínka ne-samosvornosti šnekového soukolí

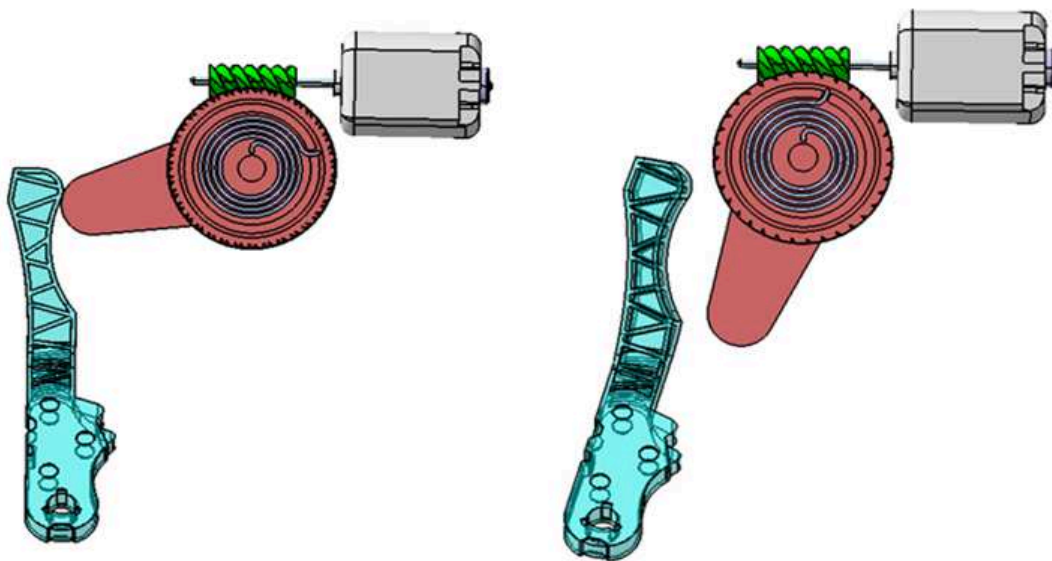
Podmínka samosvornosti:

$\gamma [^{\circ}] < \varphi' [^{\circ}]$	$\eta_s [-] < 50\%$
$34,95 > 1,72$	$94\% > 50\%$

Výpočtem bylo zjištěno, že šnekové soukolí je nesamosvorné.

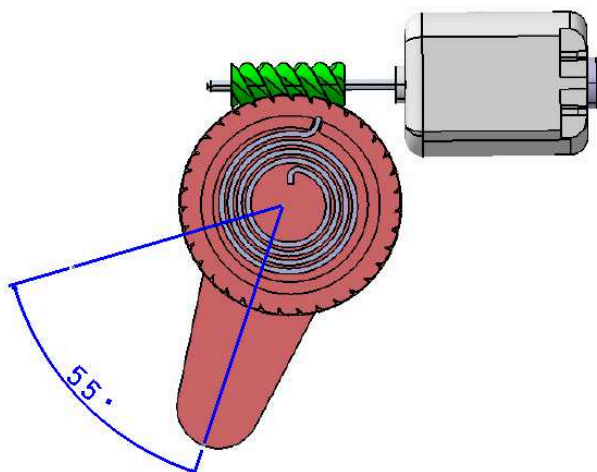
## 12 Návrh a výpočet spirálové pružiny šnekového kola

Na obr. 12.1 je znázorněn otevřený a zavřený stav šnekového soukolí



Obr. 12.1 Otevřený a zavřený stav šnekového soukolí

Spirálová pružina byla navržena z hlediska zástavbových rozměrů s ohledem na vrácení šnekového soukolí do původní polohy. Pro otevření zámku je třeba počítat s pracovním úhlem pružiny  $\Delta\alpha_{sp} = 55[^\circ]$ , který je vidět na obr. 12.2

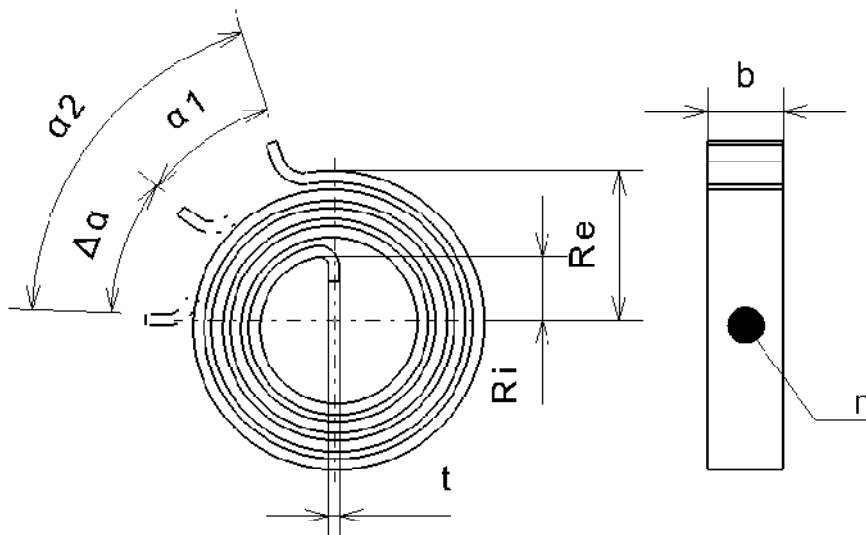


Obr. 12.2 Pracovní zdvih spirálové pružiny

Volba materiálu:

Antikorozní ocel DIN 17224 1.4310 [2]

Zadané a vypočítané hodnoty spirálové pružiny jsou v tab. 12.1 a 12.2



Obr. 12.3 Schematický popis spirálové pružiny

Tab. 12.1 Zadané hodnoty spirálové pružiny:

ZADANÉ HODNOTY										
$b_{sp}$	$t_{sp}$	$n_{sp}$	$\alpha_{1sp}$	$\Delta\alpha_{sp}$	$\alpha_{2sp}$	$R_{isp}$	$R_{esp}$	$kb_{sp}$	$E_{sp}$	$Rm_{sp}$
6	0,9	4,053	15	55	70	6	12	1,1	2E+05	1550

Tab. 12.2 Vypočítané hodnoty spirálové pružiny:

VYPOČTENÉ HODNOTY						
$\sigma_{dovsp}$	$k_{sp}$	$L_{sp}$	$M_{1sp}$	$M_{2sp}$	$\sigma_{1sp}$	$\sigma_{2sp}$
1116	5,135	229,2	77,03	359,5	104,6	488,2

Výpočet byl proveden pomocí programu Microsoft office Excel 2007 dle matematických vzorců, které jsou k nahlédnutí v normě ČSN 02 6004 [7].

Doporučené rozměry pružiny:

Poměr  $R_i/t = \min. 3$

Poměr  $b/t = 1-15$

Počet činných závitů  $n_0 = \min. 2$

Momentová tuhost spirálové pružiny:

$$k_{sp} = \frac{\pi \cdot E \cdot b \cdot t^3}{12.180 \cdot L} \quad (12.1)$$

$$k_{sp} = \frac{\pi \cdot 185000 \cdot 6 \cdot 0,9t^3}{12.180 \cdot 229,18}$$

$$k_{sp} = 5,14 [N \cdot mm]$$

Účinná délka pružiny:

$$L_{sp} = \pi \cdot n \cdot (R_e + R_i) \quad (12.2)$$

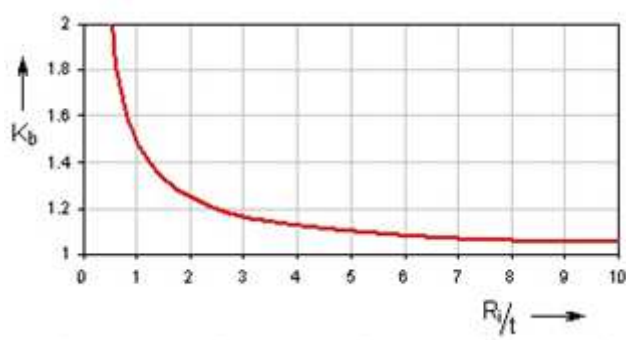
$$L_{sp} = \pi \cdot 4,053 \cdot (12 + 6)$$

$$L_{sp} = 229,18 [mm]$$

Korekční součinitel napětí v ohybu:

- určuje se z níže uvedeného grafu obr. 12.4

$$K_b = f\left(\frac{R_i}{t}\right) - \text{volím } K_b = 1,1$$



Obr. 12.4 Graf pro určení korekčního součinitele [15]

Krouticí moment pružiny v předepjatém stavu:

$$M_{sp1} = \frac{\alpha_1 \cdot \pi \cdot E \cdot b \cdot t^3}{12.180 \cdot L} \quad (12.3)$$

$$M_{sp1} = \frac{15 \cdot \pi \cdot 185000 \cdot 6 \cdot 0,9^3}{12.180 \cdot 229,18}$$

$$M_{sp1} = 77,03 [N \cdot mm]$$

Krouticí moment pružiny v plně zatíženém stavu:

$$M_{sp2} = \frac{\alpha_2 \cdot \pi \cdot E \cdot b \cdot t^3}{12.180 \cdot L} \quad (12.4)$$

$$M_{sp2} = \frac{70 \cdot \pi \cdot 185000 \cdot 6 \cdot 0,9^3}{12.180 \cdot 229,18}$$

$$M_{sp2} = 359,5 \text{ [N.mm]}$$

Ohybové napětí spirálové pružiny v předepjatém stavu:

$$\sigma_{sp1} = K_b \cdot \frac{6 \cdot M_{sp1}}{b \cdot t^2} \quad (12.5)$$

$$\sigma_{sp1} = 1,1 \cdot \frac{6 \cdot 77,03}{6 \cdot 0,9^2}$$

$$\sigma_{sp1} = 104,6 \text{ [MPa]}$$

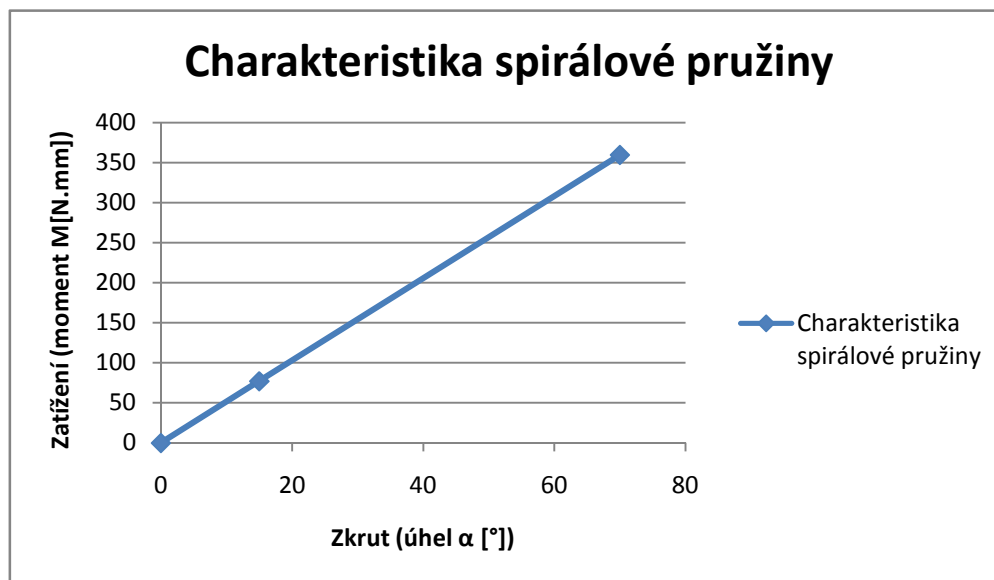
Ohybové napětí spirálové pružiny v plně zatíženém stavu::

$$\sigma_{sp2} = K_b \cdot \frac{6 \cdot M_{sp2}}{b \cdot t^2} \quad (12.6)$$

$$\sigma_{sp2} = 1,1 \cdot \frac{6 \cdot 359,5}{6 \cdot 0,9^2}$$

$$\sigma_{sp2} = 488,2 \text{ [MPa]}$$

Graf 12.1 Lineární charakteristika spirálové pružiny:

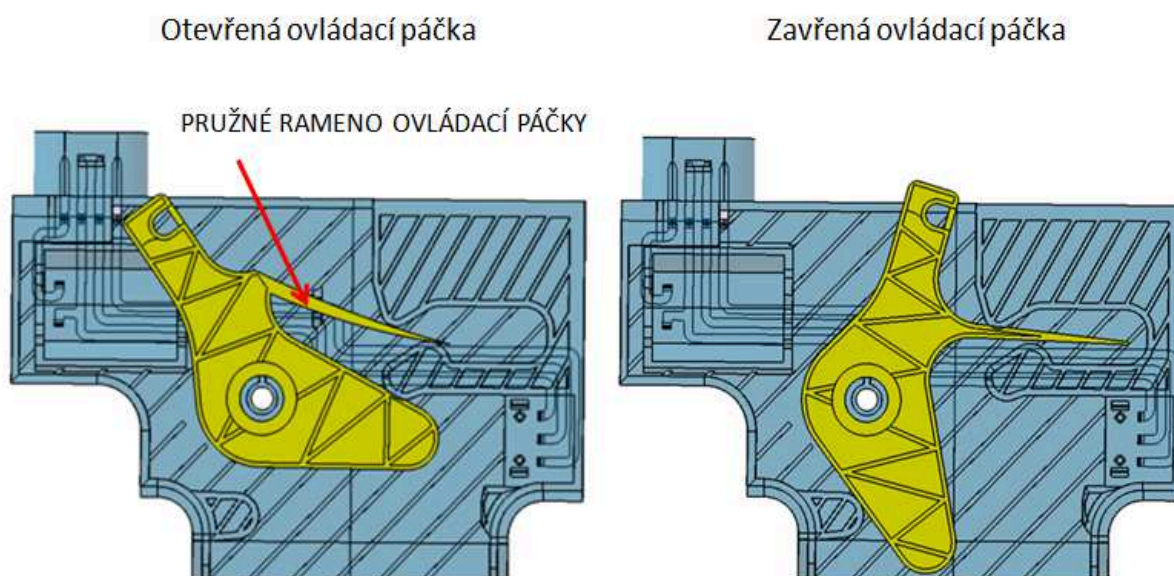




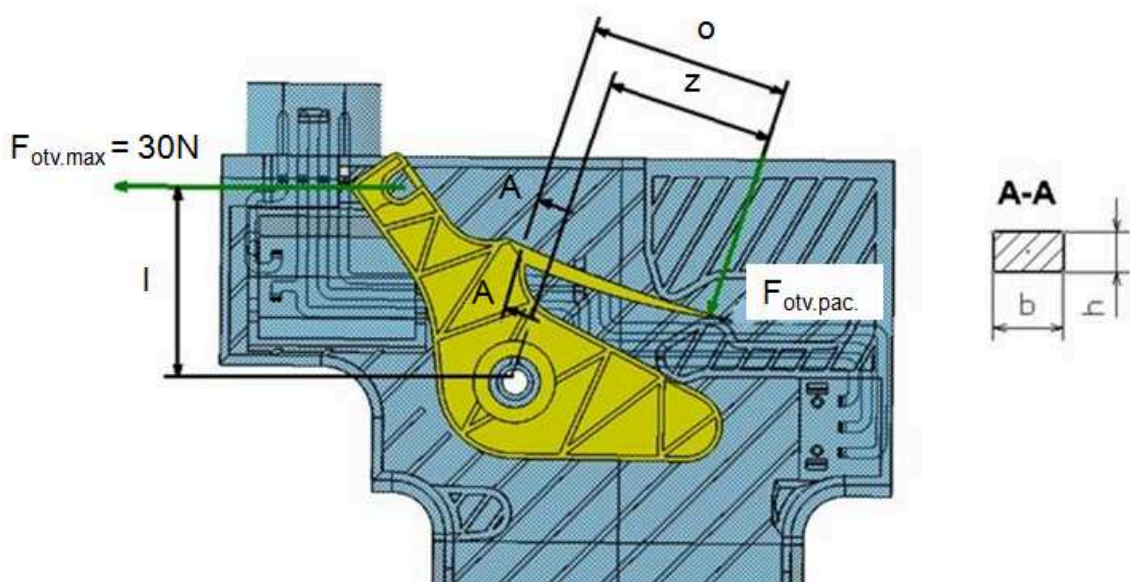
### 13 Výpočet zatěžující síly a kontrola pružného ramene ovládací páčky

Ovládací páčka na rozdíl od zkrutné pružiny má pružné rameno, které slouží jako zkrutná pružina a tím vrací ovládací páčku do původní polohy viz. obr. 13.1.

Pro výpočet pružného ramene ovládací páčky je vytvořen rozbor sil obr. 13.2.



Obr. 13.1 Otevřený a zavřený stav ovládací páčky



Obr. 13.2 Rozbor sil ovládací páčky

Otevírací síla na pružném rameni ovládací páčky:

$$F_{otv.pac} = \frac{F_{otv.} \cdot l}{z} \quad (13.1)$$

$$F_{otv.pac} = \frac{30.30}{38}$$

$$F_{otv.pac} = 23,7 [N]$$

Napětí v ohybu pružného ramene ovládací páčky:

$$\sigma_{opac} = \frac{M_{opac.}}{W_o} \leq \sigma_{Dov} \quad (13.2)$$

$$\sigma_{opac} = \frac{F_{otv.pac} \cdot o}{\frac{1}{6} \cdot b \cdot h^2}$$

$$\sigma_{opac} = \frac{23,7.42}{\frac{1}{6} \cdot 4,5 \cdot 6^2}$$

$$\sigma_{opac} = 36,8 [MPa] < Rm = 75 [MPa]$$

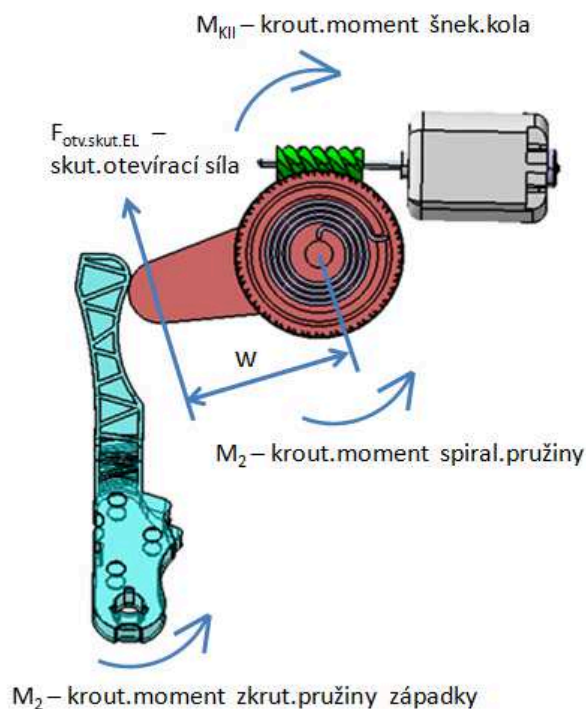
*materiál PA66 kde  $Rm = (75 \div 85)[MPa]$*

## 14 Výpočet skutečné otevírací síly $F_{otv.}$

### 14.1 Výpočet skutečné otevírací síly $F_{otv.}$ pomocí elektrického ovládání

Otevírací síla je stanovena podle požadavku zadavatele  $F_{otv.max.} = 30N$

Podle schématu obr. 14.1 je zřejmé, že je třeba určit skutečnou otevírací sílu



Obr. 14.1 Schéma elektrického otevírání

Výpočet skutečného krouticího momentu:

$$\begin{aligned} M_{skut.EL.} &= M_{KII} - M_{sp2} - M_{pz2} \\ M_{skut.EL.} &= 752 - 359,5 - 147,5 \\ M_{skut.EL.} &= 245 [N \cdot mm] \end{aligned} \quad (14.1)$$

Výpočet skutečné otevírací síly:

$$\begin{aligned} F_{otv.skut.EL} &= \frac{M_{skut.EL.}}{W} \\ F_{otv.skut.EL} &= \frac{245}{35} \\ F_{otv.skut.EL} &= 6,8 [N] \end{aligned} \quad (14.2)$$

Podmínka otevírací síly:

$$F_{otv.skut.EL.} < F_{otv.}$$

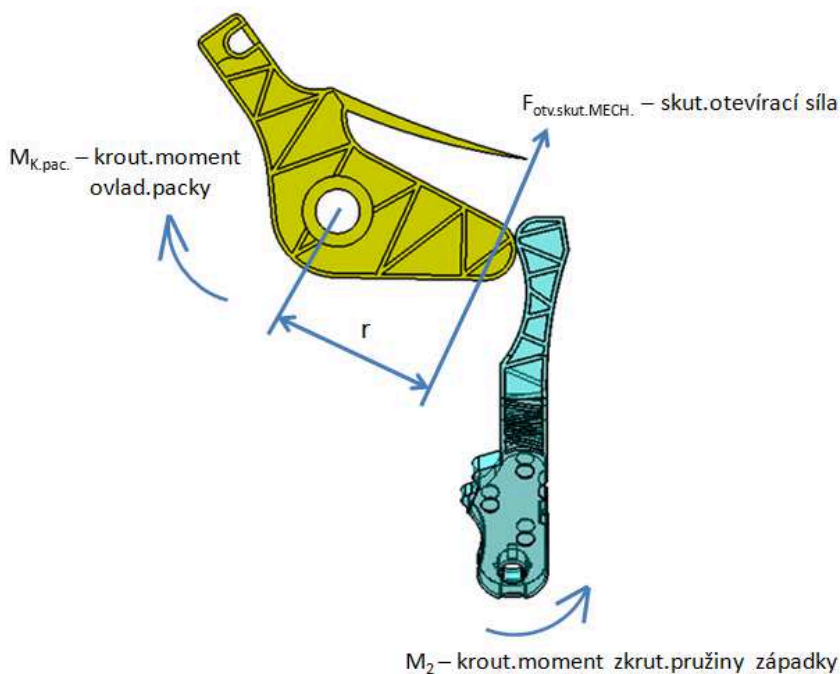
$$6,8 < \max. 30N$$

podmínka vyhovuje

## 14.2 Výpočet skutečné otevírací síly $F_{\text{otv.}}$ pomocí mechanického ovládání

Otevírací síla je stanovena podle požadavku zadavatele  $F_{\text{otv.max}} = 30\text{N}$

Podle schématu obr. 14.2 je zřejmé, že je třeba určit skutečnou otevírací sílu



Obr. 14.2 Schéma mechanického otevírání

Výpočet skutečného krouticího momentu:

$$\begin{aligned} M_{\text{skut.MECH}} &= M_{\text{opac.}} - M_{\text{pzz}} \\ M_{\text{skut.MECH}} &= 995,4 - 147,5 \\ M_{\text{skut.MECH}} &= 847,9 \text{ [N. mm]} \end{aligned} \quad (14.3)$$

Výpočet skutečné otevírací síly:

$$\begin{aligned} F_{\text{otv.skut.MECH}} &= \frac{M_{\text{skut.MECH}}}{r} \\ F_{\text{otv.skut.MECH}} &= \frac{847,9}{36} \\ F_{\text{otv.skut.MECH}} &= 23,6 \text{ [N]} \end{aligned} \quad (14.4)$$

Podmínka otevírací síly:

$$F_{\text{otv.skut.MECH}} < F_{\text{otv.}}$$

$$23,6 < \max. 30\text{N}$$

podmínka vyhovuje

## 15 Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout zámek pátých dveří pro osobní automobil tak, aby splňoval požadavky zadané zadavatelem. Zámek je ovládán elektrickým a mechanickým způsobem, což odpovídá požadavku, který stanovil zadavatel.

Požadavek na hmotnost zámku byl  $m_{\max.} = 600\text{g}$ . Navržený zámek váží  $m = 585\text{g}$  z toho vyplývá, že daný požadavek byl splněn.

Pevnostní kontrola zámku byla stanovena třemi silami  $F_1=2\text{kN}$ ,  $F_2=4,5\text{kN}$ ,  $F_3=2\text{kN}$ , Tato kontrola byla řešena v programu MKP, kde výsledkem pro jednotlivé zatěžující síly byla redukovaná napětí HMM. Výsledná redukovaná napětí, která se porovnávala s mezi pevností  $R_m$  vybraných dílů, vyhověla pevnostní podmínce. Mechanické vlastnosti vybraných dílů byly popsány zjednodušenou tahovou křivkou materiálů. Vzhledem k zjednodušené tahové křivce v programu MKP je zapotřebí vytvořit skutečnou pevnostní kontrolu, která se určí technickou zkouškou zámku na trhacím stroji.

Otevírací síla  $F_{\text{otv.max}} = 30\text{N}$  byla použita pro návrh zkrutné pružiny západky, šnekového soukolí a navíc pro návrh pružného ramene ovládací páčky. Výpočtem a kontrolou bylo zjištěno, že výsledky vyhovují maximální otevírací síle.

Zavírací síla  $F_{\text{zav.max}} = 100\text{N}$  byla použita pro návrh zkrutné pružiny rohatky. Výpočtem bylo zjištěno, že výsledek vyhovuje maximální zavírací síle.

Součástí diplomové práce je výkresová dokumentace sestavy zámku a výrobního výkresu šnekového kola, které jsou k nahlédnutí v příloze. Výkresová dokumentace je tvořena s ohledem na výrobní zvyklosti firmy Brano a.s.

## 16 Použitá literatura

### Normy, příručky a skripta:

- [1] ČSN EN ISO 18265 / 42 0379, KOVOVÉ MATERIÁLY – PŘEVOD HODNOT TVRDOSTI
- [2] ČSN EN 10270 – 3, OCELOVÉ DRÁTY NA MECHANICKÉ PRUŽINY  
Část 1: Nerezové pružinové dráty
- [3] KALÁB, K., *Části a mechanismy strojů pro bakaláře – Části spojovací*,  
VŠB – TUO, 2010, ISBN 978 – 80 – 248 – 1290 – 8
- [4] LEINVEBER, J., VÁVRA, P., *Strojnické tabulky*,  
ALBRA Úvaly, 2003, ISBN 80 – 86490 – 74 – 2
- [5] NĚMČEK Miloš, *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*,  
VŠB – TUO, 2002, ISBN 80 – 248 -0050 – 0
- [6] ČSN 02 6008 (026008) A Šroubovitě pružiny válcové zkrutné z drátu a tyčí  
kruhového průřezu tvářené za studena
- [7] ČSN 02 6004 (026004) Spirálové pružiny. Základní pojmy a výpočet
- [8] ČSN 01 4780 (014780) A Ozubená kola. Směrnice pro výpočet šnekových soukolí

### Internet:

- [9] *Audiworld* [online]. < <http://www.audiworld.com> />
- [10] *Wikipedia* [online]. < <http://cs.wikipedia.org> />
- [11] *BranoGroup* [online]. < <http://www.brano.cz/>>
- [12] *Emart* [online]. < <http://www.emart.cz/>>
- [13] *Hybrid* [online].< <http://www.hybrid.cz> / >
- [14] *JohnsonElectric* [online].< [http:// www.johnsonelectric.com/](http://www.johnsonelectric.com/) >
- [15] *MitCalc* [online].< <http://www.mitcalc.com> / >
- [16] *Autodesk* [online].< <http://www.knowledge.autodesk.com> / >

### Použitý software:

Microsoft Office Word 2007

Microsoft Office Excel 2007

Microsoft Office PowerPoint 2007

Catia V5R19









## 17 Seznam příloh

Název	Označení	Formát
Příloha A	Kusovník zámku pátých dveří	A4
Příloha B	Navržené šnekové soukolí	A4
Zámek pátých dveří	KIK-KUC537-0-0	A0
Šnekové kolo	KIK-KUC537-10-0	A2

## Příloha A – Kusovník zámku pátých dveří

Zámek 5.dveří KIK - KUC537-0-0 										
Poz	Název	Číslo výkresu	Náhled	Množství	Material	Povrchová úprava (Barva)	Polotovar	Povrch/ Objem (mm <sup>2</sup> /mm <sup>3</sup> )	Hmotnost (g)	Mechanické vlastnosti
1	Základní deska	KIK - KUC537 - 1 - 0		1	S420 MC EN 10149-2	c342	2±0.06 EN 10140	43781 / 41415	326,00	E = 2,1.10 <sup>5</sup> [Mpa] ReH = 420 [Mpa] Rm = 460-620 [Mpa] A = 16 [%] μ = 0,3 [-]
2	Rohátka zaplastovaná	KIK - KUC537 - 2 - 0		1	TPE - E, Hytrel 5556	Barva Černá		7991 / 5288	33,00	PLAST: E = 180 [Mpa] Re = 14 [Mpa] Rm = 42 [Mpa] A = 500 [%] μ = 0,4 [-]
	Rohátka	KIK - KUC537 - 2 - 1		1	C45 EN 10083 -1 40-45HRC	c342	4±0.03 EN 10140	2699 / 3989	31,00	KOV: E = 2,1.10 <sup>5</sup> [Mpa] Re = 1020 [Mpa] Rm = 1455 [Mpa] A = 5 [%] μ = 0,3 [-]
3	Západka zaplastovaná	KIK - KUC537 - 3 - 0		1	TPE - E, Hytrel 5556	Barva Černá		9186 / 6119	21,00	PLAST: E = 180 [Mpa] Re = 14 [Mpa] Rm = 42 [Mpa] A = 500 [%] μ = 0,4 [-]
	Západka	KIK - KUC537 - 3 - 1		1	C45 EN 10083 -1 40-45HRC	c342	4±0.03 EN 10140	1585 / 2111	17,00	KOV: E = 2,1.10 <sup>5</sup> [Mpa] Re = 1020 [Mpa] Rm = 1455 [Mpa] A = 5 [%] μ = 0,3 [-]
4	Pružina rohátky	KIK - KUC537 - 4 - 0		1	EN 10270-3- 1.4310-NS- 1,3		Ø1,3	603 / 195	2,00	E = 1,9.10 <sup>5</sup> [Mpa] Re = 1365 [Mpa] Rm = 1950 [Mpa] A = 20 [%] μ = 0,3 [-]
5	Pružina západky	KIK - KUC537 - 5 - 0		1	EN 10270-3- 1.4310-NS- 1,1		Ø1,1	506 / 139	1,00	E = 1,9.10 <sup>5</sup> [Mpa] Re = 1400 [Mpa] Rm = 2000 [Mpa] A = 20 [%] μ = 0,3 [-]
6	Čep spojovací I	KIK - KUC537 - 6 - 0		2	19MnB4 EN 10269	c342	Ø11-18,5	708 / 1085	9,00	E = 2,1.10 <sup>5</sup> [Mpa] Rp0,2 = 640 [Mpa] Rm = 800-950 [Mpa] A = 14 [%] μ = 0,3 [-]
7	Těleso plastové	KIK - KUC537 - 7 - 0		1	POM-H	Barva Natur Bílá		89531/106859	126,00	E = 3100 [Mpa] Re = 72 [Mpa] Rm = 70 [Mpa] A = 50 [%] μ = 0,4 [-]
	Piny	KIK - KUC537 - 7 - 1		1	CuZn33		0,6±0,03 EN 10140	3372 / 773	7,00	E = 1,12.10 <sup>5</sup> [Mpa] Rp0,2 = 170 [Mpa] Rm = 350-430 [Mpa] A = 31 [%] μ = 0,3 [-]
8	Pačka ovládací	KIK - KUC537 - 8 - 1		1	PA66	Barva Natur Bílá		8111 / 5971	7,00	E = 3100 [Mpa] Re = 85 [Mpa] Rm = 70 [Mpa] A = 40 [%] μ = 0,4 [-]



9	Čep spojovací II	KIK - KUC537 - 9 - 0		1	19MnB4 EN 10269	c342	Ø16-33,5	1448 / 2131	17,00	E = 2,1.10 <sup>5</sup> [Mpa] Rp0,2 = 640 [Mpa] Rm = 800-950 [Mpa] A = 14 [%] μ = 0,3 [-]
10	Šnekové kolo	KIK - KUC537 - 10 - 0		1	POM-C	Banva Natur Bílá		5859 / 8847	11,00	E = 2700 [Mpa] Re = 65 [Mpa] Rm = 60 [Mpa] A = 27 [%] μ = 0,4 [-]
11	Spirálová pružina	KIK - KUC537 - 11 - 0		1	Antikorozi ocel DIN 17224 1.4310		0,9x6	508 / 126	0,90	E = 1,9.10 <sup>5</sup> [Mpa] Re = 1400 [Mpa] Rm = 2000 [Mpa] A = 20 [%] μ = 0,3 [-]
12	Podložka	KIK - KUC537 - 12 - 0		1	S420 MC EN 10149-2		1,3±0,03 EN 10140	165 / 65	0,10	E = 2,1.10 <sup>5</sup> [Mpa] ReH = 420 [Mpa] Rm = 480-620 [Mpa] A = 16 [%] μ = 0,3 [-]
13	Motor úplný	KIK - KUC537 - 13 - 0		1					41,00	
	Motor	KIK - KUC537 - 13 - 1		1	Johson Electric CL24				38,00	
	Šnek	KIK - KUC537 - 13 - 2		1	CuZn39Pb3 EN 12164		Ø8h9 -19 EN 12163	723 / 443	3,00	E = 2,1.10 <sup>5</sup> [Mpa] Re = 270-500 [Mpa] Rm = 350-550 [Mpa] A = 18 [%] μ = 0,3 [-]
14	Mikrospínač	KIK - KUC537 - 14 - 0		1	Mikrospínač Cherry				0,05	
15	Pájecí drát bez P6								0,75	
16	Mazivo Berulub FR43								2,00	
Celková hmotnost									585,00	

## Příloha B – Navržené šnekové soukolí

